



Уральский
федеральный
университет

имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина

Уральский
энергетический
институт

СОВРЕМЕННЫЙ УРОВЕНЬ И ТЕНДЕНЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС И АЭС

Учебное пособие



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

*Современный уровень и тенденции
проектирования и эксплуатации
подогревателей системы регенерации
паровых турбин ТЭС и АЭС*

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза, обучающихся
по направлению подготовки
13.04.02 — Энергетическое машиностроение

Под общей редакцией д-ра техн. наук
Ю. М. Бродова

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2019

УДК 621.165(075.8)

ББК 36.363я73

С56

Авторы:

Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков, М. А. Ниренштейн,
И. Б. Мурманский, Н. В. Желонкин

Рецензенты:

д-р техн. наук А. Г. Шемпелев (профессор кафедры теплотехники и гидравлики Вятского государственного технического университета);
канд. техн. наук Т. Л. Шибаев (главный конструктор АО «Уральский турбинный завод»)

На обложке использовано изображение из источника [47].

Современный уровень и тенденции проектирования и эксплуатации подогревателей системы регенерации паровых турбин ТЭС и АЭС : учебное пособие / Ю. М. Бродов, К. Э. Аронсон, А. Ю. Рябчиков [и др.] ; под общей редакцией д-ра техн. наук проф. Ю. М. Бродова ; Мин-во науки и высш. образования РФ. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2019. — 100 с.

ISBN 978-5-7996-2921-2

В учебном пособии представлены обзор и анализ современного состояния в области проектирования, расчета и эксплуатации подогревателей системы регенерации паровых турбин. Рассмотрены конструкции всех теплообменных аппаратов, включенных в систему регенеративного подогрева питательной воды, принятые в отечественной и зарубежной практике варианты схем отвода дренажа, отвода неконденсирующихся газов, организация трубного пучка, материалы и способы крепления трубок поверхности теплообмена. Оцениваются существующие методы расчета аппаратов и возможность использования для этой цели современных вычислительных средств и методов проектирования. Приведены основные проблемы, возникающие при эксплуатации подогревателей в составе паротурбинной установки.

Рис. 45. Табл. 4.

УДК 621.165(075.8)

ББК 36.363я73

ISBN 978-5-7996-2921-2

© Бродов Ю. М., Аронсон К. Э.,
Рябчиков А. Ю., Ниренштейн М. А.,
Мурманский И. Б., Желонкин Н. В., 2019
© УрФУ, оформление, 2019

.....

Предисловие

В отличие от своих надменных коллег из числа турбин и котлов, подогреватели питательной воды кажутся довольно скучными. Действительно, они не производят пар, не вырабатывают электричество и не вращаются со скоростью 3600 об/мин. Редко они вызывают вынужденные отключения или требуют заботы от команды обслуживающего персонала. Они делают свою работу без фанфар.

V. Rodgers. Feedwater Heaters: Not to Be Ignored

Цель этого издания — оценка и анализ современного уровня развития конструкций, проектирования и эксплуатации подогревателей питательной воды мощных паровых турбин в России и за рубежом. Авторы собрали информацию, касающуюся основных аспектов, представляющих интерес для специалистов в области проектирования и эксплуатации аппаратов системы регенерации паровых турбин (точнее — системы регенеративного подогрева питательной воды). Настоящее пособие продолжает предыдущие публикации, посвященные конденсаторам паротурбинных установок [1, 2].

Для того чтобы собрать и обобщить накопленный наукой и производством опыт проектирования, изготовления и эксплуатации аппаратов системы регенерации в России и за рубежом, авторам пришлось провести обширный поиск и исследование материалов различных фирм и организаций, выпускающих и разрабатывающих аппараты для систем регенерации современных турбин ТЭС и АЭС. Большая часть этих материалов, особенно стандартов, регламентирующих проектирование подогревателей различных типов, действующих в Америке, Европе и некоторых странах Азии, неизвестна или мало знакома российским инженерам.

Учебное пособие предназначено прежде всего для студентов старших курсов направления «Энергетическое машиностроение», маги-

стров и аспирантов, специалистов в области расчета, проектирования, изготовления, ремонта и эксплуатации паротурбинных установок, а также для производителей в системе курсов повышения квалификации, для которых это направление в энергетике и энергомашиностроении представляется важным и интересным.

.....

Введение

Регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды является одним из важнейших методов повышения экономичности паротурбинных установок современных тепловых электрических станций. Регенеративный подогрев осуществляется паром, отработавшим в турбине. Греющий пар, совершив работу в турбине, конденсируется затем в подогревателях. Выделенная этим паром при конденсации теплота фазового перехода возвращается в котел. В зависимости от начальных параметров пара и количества отборов пара на регенерацию относительное повышение КПД турбоустановки за счет регенерации составляет 7–15 % [3–6], что сопоставимо с эффектом, получаемым от повышения начальных параметров пара перед турбиной.

По мере роста температуры нагреваемой среды конденсат рабочего пара турбины последовательно проходит от конденсатора через ряд подогревателей в системе регенерации низкого давления в деаэратор, а затем через подогреватели высокого давления в парогенератор (котел). Соответственно параметры пара в регенеративных отборах последовательно повышаются.

Паротурбинные установки отечественного и зарубежного изготовления имеют развитую систему регенеративного подогрева питательной воды. Например, турбина производства Siemens серии SST-6000 мощностью 750 МВт имеет 9 отборов на регенерацию, турбина серии SST-9000 мощностью 1100 МВт — 11 отборов, а турбина мощностью 1200 МВт ЛМЗ — 8 отборов [7, 8].

В реальных паротурбинных установках регенерация осуществляется с помощью теплообменников рекуперативного (или контактного) типа, в каждый из которых поступает пар из промежуточных ступеней турбины (регенеративных отборов). К аппаратам системы регенерации относятся подогреватели низкого и высокого давления (ПНД и ПВД), деаэратор, сальниковые подогреватели (СП), охладители эжекторов уплотнений и основных эжекторов и др. Кроме тепло-

обменников в систему регенеративного подогрева питательной воды входят дренажные и питательные насосы. В зависимости от рабочего давления воды (конденсата) в аппарате различают подогреватели высокого и низкого давления. На рис. 1 представлена примерная тепловая схема паровой турбины мощностью 1000 МВт на суперсверхкритические параметры пара, работающей на угольной электростанции. На схеме показано расположение подогревателей системы регенерации высокого (ПВД) и низкого (ПНД, СП) давления по ходу питательной воды от конденсатора до котла, а также отбор № 9, совмещенный с отбором № 4 и направляемый на вход приводной турбины питательного насоса.

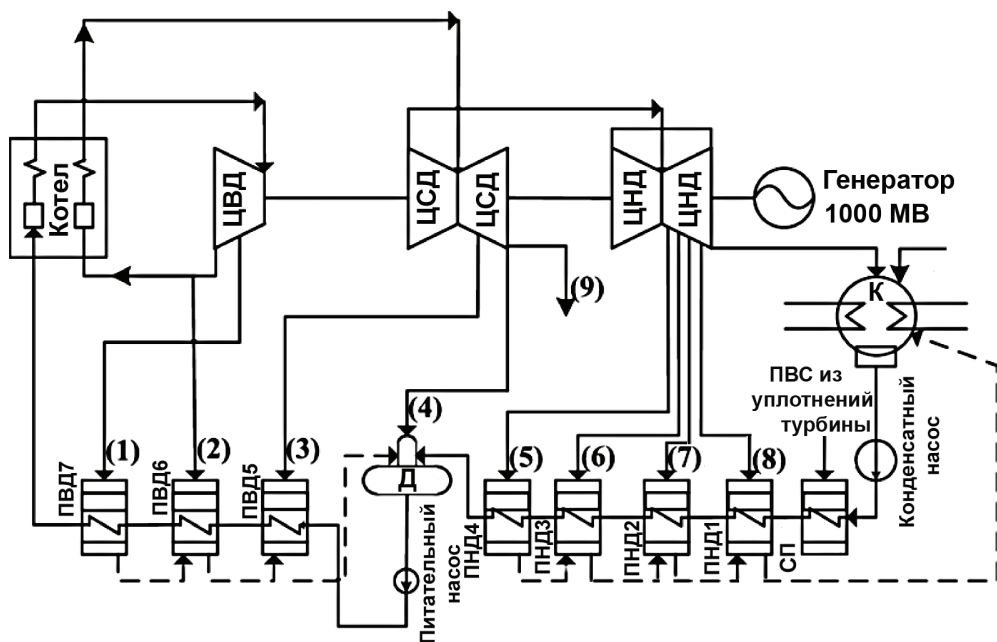


Рис. 1. Тепловая схема паровой турбины мощностью 1000 МВт [7]:

(1)–(9) — номера отборов пара

Диапазон температур подогрева питательной воды в подогревателях системы регенерации определяется начальными параметрами пара турбины. В табл. 1 для примера приводятся начальные параметры пара для турбин General Electric [9].

Номинальные значения давления воды в трубках ПНД находятся в диапазоне 1,27–5,52 МПа, а в трубках ПВД — в диапазоне от 11,0 до 34,5–40,0 МПа. Массовый расход питательной воды достигает

800 кг/с. Подогреватель промежуточного давления (если имеется) расположен между бустерным и питательным насосами. Обычно давление в его трубках находится в пределах 6,9 — 11,0 МПа, а пар подается из цилиндра среднего давления турбины.

Таблица 1

Начальные параметры и параметры пара после промежуточного перегрева для турбин производства General Electric

Мощность турбины, МВт	Давление P_o , МПа	Температура, °С		
		t_o	$t_{п/п}$	$t_{п/п2}$
150	25	600	620	—
350	30	600	620	—
660	27,5–33	600–650	620–670	620–670
800	27,5–33	600–650	620–670	620–670
1350	27,5–33	600–650	620–670	620–670

Так, для турбин General Electric мощностью 900 МВт, установленных на электростанции Ополе (Польша) в 2016 г., фирма Holtec International изготовила подогреватели низкого давления со следующими параметрами пара [10]:

- ПНД 1 и 2 — 0,04 МПа, 110 °С;
- ПНД 3 — 0,2 МПа, 180 °С;
- ПНД 4 — 0,4 МПа, 220 °С;
- ПНД 5 — 0,6 МПа, 270 °С.

Для подогревателей без зон снятия перегрева и охлаждения конденсата Институт теплообмена США (HEI) регламентирует недогрев питательной воды до температуры насыщения величиной 1,1 °С, а для трехзонных ПВД недогрев нулевой или отрицательный — до –2 °С [11].

Крупнейшими отечественными производителями аппаратов системы регенерации в России являются Таганрогский котельный завод «Красный котельщик» (г. Таганрог), Саратовский завод энергетического машиностроения и ряд других. Подогреватели системы регенерации за рубежом выпускаются филиалами крупных фирм и специализированными предприятиями, производящими теплообменное оборудование в разных частях света. Наиболее известными среди таких предприятий являются американские TEi (филиал Babcock & Wilson), YUBA (дочерняя фирма SPX Heat Transfer), American Exchanger Services (AM-EX), Holtec Int., немецкие фирмы Balcke-Dürr и Foster Wheeler AG, чешская DOOSAN Skoda Power, французская Alstom Power, ко-

торая недавно стала работать в кооперации с General Electric, бельгийская Ecolaire Heat Transfer Co, корейская ENERGYEN Corporation и ряд фирм в Индии и Китае.

Северная Америка и Европа составляют большую часть мирового рынка подогревателей системы регенерации. Такие страны, как США, Канада, Россия, Германия, Франция, Великобритания и Италия, занимают значительную долю рынка подогревателей питательной воды. Азиатско-Тихоокеанский регион, Латинская Америка и Ближний Восток также имеют достаточную долю на мировом рынке. Китай и Индия являются самыми быстрорастущими рынками подогревателей во всем мире.

.....

Типы подогревателей системы регенерации

Подогреватели питательной воды подразделяются на два типа — *контактные*, или *открытого типа*, в которых конденсация пара отборов происходит при непосредственном контакте теплоносителей, и *поверхностные*, или *подогреватели закрытого типа*, в которых среды разделены и теплообмен происходит через эту разделяющую теплоносители поверхность.

Контактный подогреватель питательной воды (смешивающий подогреватель) в основном представляет собой смесительную камеру, в которой пар, отбираемый из турбины, смешивается с питательной водой, подаваемой насосом. В идеале смесь покидает подогреватель в виде насыщенной жидкости под давлением, соответствующим температуре насыщения [5, 6, 12].

Существует три типа смешивающих подогревателей для промышленного использования.

Аппараты струйного типа. В таких аппаратах питательная вода поступает в подогреватель через форсунки, которые распыляют ее в пространство подогревателя, заполненного отборным паром. Вода подогревается и освобождается от неконденсирующихся газов. Пар конденсируется на струях питательной воды.

Аппараты тарельчатого типа. Здесь питательная вода направляется на ряд каскадных горизонтальных лотков. Она стекает от лотка к лотку и вступает в контакт с поднимающимся вверх отборным паром, поступающим из нижней части системы лотков. Неконденсирующиеся газы и некоторое количество пара поднимаются в верхнюю часть аппарата и выводятся в атмосферу.

Аппараты комбинированного типа. В таком аппарате питательная вода сначала распыляется в заполненное паром пространство, а затем направляется каскадом вниз по поддонам.

В циклах паротурбинных установок контактные аппараты используются в качестве подогревателей низкого давления и в качестве деаэраторов. На зарубежных электростанциях в настоящее время контактные подогреватели в основном выполняют функцию деаэраторов и почти не находят применения в качестве ПНД. На рис. 2 представлено схематическое изображение подогревателя низкого давления открытого типа, работающего в составе системы регенерации турбины на АЭС Heysham 1 (Великобритания) [13].

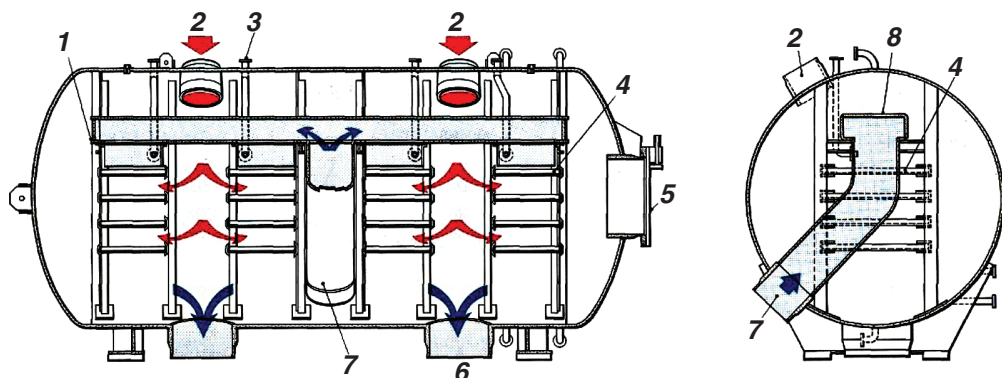


Рис. 2. Схема контактного подогревателя тарельчатого типа (АЭС Heysham 1) [13]:

- 1 — опора поддонов; 2 — вход пара из отбора; 3 — выход воздуха и неконденсирующихся газов; 4 — поддон (лоток); 5 — люк для доступа; 6 — выход основного конденсата; 7 — вход основного конденсата; 8 — коллектор основного конденсата

В СССР и в России, напротив, контактные ПНД применяются и сегодня, что обусловлено, в частности, переходом на бездеаэраторные схемы. В таких схемах функцию деаэратора выполняют смешивающие ПНД. В тепловой схеме турбины К-300-240 ЛМЗ, например, работают два смешивающих подогревателя низкого давления. Имеется опыт разработки и эксплуатации смешивающих подогревателей как горизонтальной, так и вертикальной ориентации для блоков ТЭС и АЭС большей мощности (500–1200 МВт), результатом которого явились изменения в конструкции аппаратов в части их технологичности, исключения лишних элементов, повышения деаэрационной способности аппаратов с применением конденсатосборника и др. На рис. 3 приведена конструкция вертикального контактного ПНД, который может быть использован и как одиночный аппарат, и в качестве нижнего ПНД в гравитационной схеме с двумя контактными подогревателями [5].

Преимущества подогревателей открытого типа заключаются в более высокой интенсивности теплообмена между паром и водой из-за прямого контакта обеих сред, в меньшей стоимости по сравнению с другими типами теплообменников (особенно кожухотрубными) и в более простом процессе их обслуживания в эксплуатации. Существенным недостатком таких аппаратов является необходимость в дополнительных специальных насосах, что означает дополнительные начальные затраты и затраты на техническое обслуживание [5, 12], а также затраты на организацию защиты турбины от заброса больших количеств воды.

Поверхностные подогреватели системы регенерации, в свою очередь, подразделяются на пластинчатые и кожухотрубные.

Применение *пластинчатых теплообменников* постепенно, по мере совершенствования конструкций и технологий их производства и обслуживания, становится все более широким, особенно на электростанциях бинарного цикла. Поверхность теплообмена в таких аппаратах образована профилированными листами, собранными в пакеты, в которых образованы каналы для течения теплоносителей. Наиболее крупными производителями пластинчатых аппаратов для энергетики являются компании Tranter Inc. (США) и Alfa Laval (Европа).

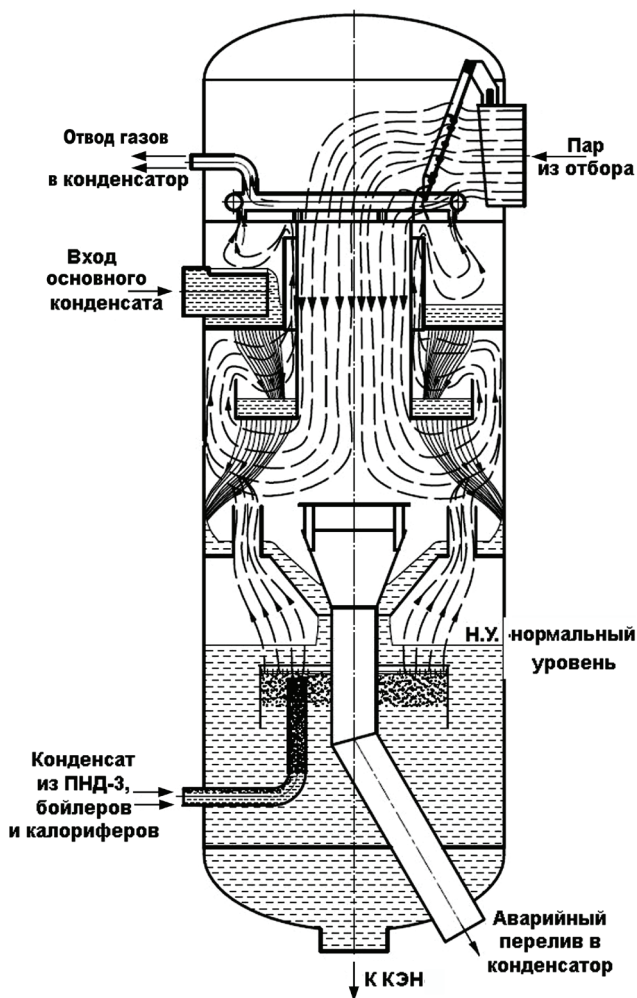


Рис. 3. Схема вертикального смешивающего ПНД с конденсатосборником [5]

Westinghouse Electric Company и Tranter Inc. разработали пластинчатый подогреватель питательной воды низкого давления [14]. Это — модульный горизонтальный теплообменник с легко снимаемыми модулями сварных теплообменных пластин (рис. 4). Пары пластин шевронного типа собираются в кассету с помощью полностью автоматической сварки периметра смежных пластин. Таким образом кассеты совмещаются и образуют «аккордеоноподобный» сердечник, который очень устойчив к тепловому расширению. Сердечник вставляется в цилиндрическую оболочку.

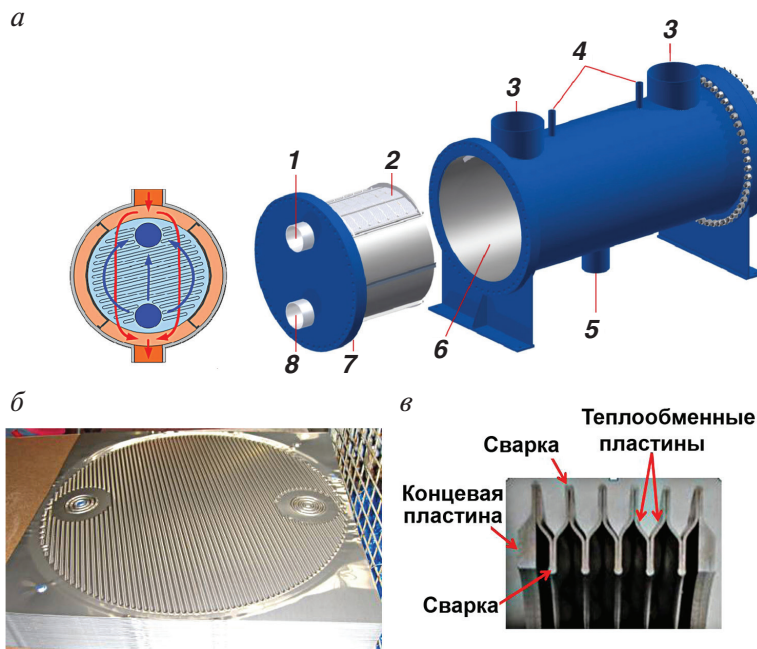


Рис. 4. Пластинчатый подогреватель низкого давления производства Tranter Inc. [14]:

a — общий вид аппарата и схема течения теплоносителей: 1 — выход питательной воды; 2 — теплообменный сердечник; 3 — вход отборного пара; 4 — вход дренажа; 5 — выход дренажа; *б* — люк доступа; 7 — выемная головка аппарата; 8 — вход питательной воды; *в* — штампованная теплообменная пластина; *г* — установка пластин в кассете

Главным достоинством пластинчатых теплообменников, по мнению их разработчиков, является их компактность наряду с высокой тепловой эффективностью. Таким аппаратам требуется небольшая площадь для размещения в машзале электростанции, однако необходимость иметь дополнительную площадь для обслуживания и ремонта снижает экономическую выгоду от их применения. Турбулентный

поток, который создается рельефом пластин, обеспечивает высокую интенсивность теплопередачи (в 3–5 раз большую, чем у кожухотрубных теплообменников), что позволяет Tranter Inc. создавать компактные теплообменники с недогревом в 1°C . Другим преимуществом является высокая маневренность, т. е. возможность быстро и безопасно в отношении тепловых расширений переходить от одного режима работы к другому, что важно при пуске в эксплуатацию и при работе на переменных режимах. Однако следует упомянуть о гидравлических потерях в трактах пластинчатых аппаратов, которые, как указывается в [15], существенно выше, чем у аналогичных кожухотрубных аппаратов, что вполне естественно в узких каналах с искусственной шероховатостью при высокой степени турбулизации теплоносителей.

Большой проблемой также является удаление неконденсирующихся газов из конденсата пара в пластинчатых подогревателях, а также сохранение герметичности сварных соединений пластин по мере выработки ресурса аппарата. Оценивая надежность пластинчатых аппаратов, необходимо также иметь в виду, что пластинчатые теплообменники весьма чувствительны к гидро- и термоударам, а также к механическим воздействиям со стороны присоединительных трубопроводов.

Ремонт пластинчатых аппаратов, в том числе их очистка, является очень трудоемким и дорогостоящим процессом, что в основном определяется необходимостью полной разборки аппаратов и установки новых прокладок, которые очень дороги (до 30 % стоимости аппарата), имеют сложную форму и протяженность в десятки раз большую, чем у кожухотрубных аппаратов, при этом общее количество разборок-сборок аппаратов ограничено [15].

Применение пластинчатых теплообменников в энергетике будет расти по мере совершенствования их конструкций. Уже сейчас на инновационной электростанции Lünen вблизи г. Дортмунд в Германии — самой чистой и эффективной электростанции на каменном угле в Европе — работает турбина SSP5–6000 производства Siemens мощностью 800 МВт на суперсверхкритические параметры пара, которая имеет следующую тепловую схему: 3 подогревателя высокого давления коллекторного типа, 5 пластинчатых подогревателей низкого давления и 1 подогреватель низкого давления дуплексного типа (см. рис. 21), встроенный в горловину конденсатора [16]. Система регенеративного подогрева питательной воды этой турбины обеспечивает конечную температуру 308°C .

Кожухотрубные подогреватели являются наиболее распространенными в практике по сравнению с другими вышеупомянутыми типами аппаратов. Теплообменная поверхность таких аппаратов представляет собой пучок трубок, внутри которых течет питательная вода (основной конденсат), а пар из отбора турбины подается в корпус аппарата, внутри которого помещается трубный пучок. Промышленность накопила значительный опыт производства и эксплуатации кожухотрубных аппаратов, развиты и обоснованы теоретические основы их расчета и проектирования, отработаны и решены многие проблемы, возникающие в эксплуатации в связи с особенностями работы этих аппаратов, конструкции аппаратов усовершенствованы и обеспечивают высокие показатели эффективности и надежности в эксплуатации. Все это предопределяет преобладание аппаратов данного типа в энергетике. Далее будут рассматриваться только такие аппараты.

Большая часть кожухотрубных подогревателей, выпускаемых в США и Европе, имеют *горизонтальную ориентацию* (рис. 5). Отчасти это обусловлено тем, что коэффициент теплоотдачи при конденсации на горизонтальных трубках выше, чем на вертикальных. Такие аппараты являются самыми стабильными в отношении контроля уровня и удобства компоновки трубопроводов, хотя они занимают большую площадь на месте их установки около турбины. Обычно данные аппараты устанавливаются на нулевой отметке, хотя некоторые из них монтируются в переходном патрубке конденсатора. При ремонте разборка производится путем выемки трубного пучка.

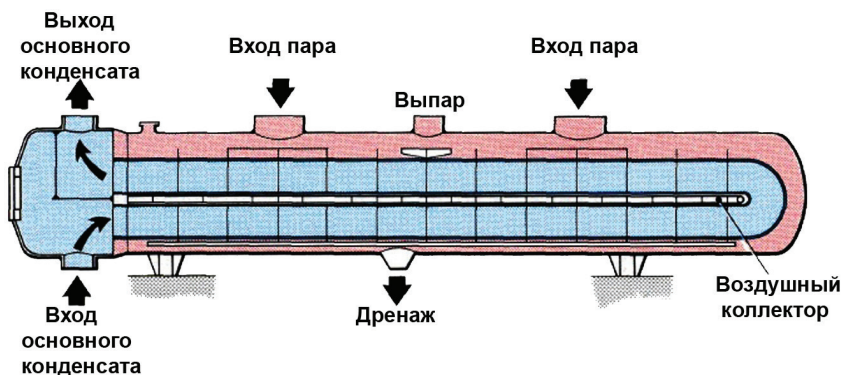


Рис. 5. Схема горизонтального подогревателя низкого давления [17]

В отдельных случаях в США и чаще на европейских электростанциях устанавливаются вертикальные подогреватели. Подогреватели вер-

тикальной ориентации различаются расположением водяной камеры в верхней или нижней части аппарата. Требования к допустимому диапазону колебания уровня жидкости в таких аппаратах менее жесткие, чем в горизонтальных подогревателях системы регенерации. Аппараты вертикальной ориентации занимают меньшую площадь в машзале по сравнению с горизонтальными аппаратами. Разборка аппарата производится путем снятия корпуса или выемки трубного пучка. Монтаж и разборка могут быть более сложными, чем для горизонтальных подогревателей. Вертикальные аппараты с верхней водяной камерой за рубежом используются реже всего, в отличие от отечественных аппаратов, которые имеют преимущественно верхнее расположение водяной камеры. Разборка таких аппаратов производится путем выемки трубного пучка, что более технологично при ремонте и техническом обслуживании подогревателей.

В некоторых подогревателях питательной воды используют прямые трубки, что требует применения так называемой «плавающей» водяной камеры, хотя в подавляющем большинстве применяются U-образные (или П-образные) трубки, которые относительно устойчивы к термическому расширению во время работы. Существуют также аппараты коллекторного типа (в основном за пределами США) — в России и европейских странах (см. рис. 11 и 12).

В зависимости от характера теплообмена поверхность регенеративного подогревателя может содержать различные зоны — зону конденсации, зоны охлаждения пара и конденсата. Кроме зоны конденсации (КП), которая собственно и является подогревателем питательной воды, аппараты конструктивно могут иметь также встроенные или выносные зоны снятия перегрева пара (ОП) и охлаждения конденсата (ОК) — рис. 6.

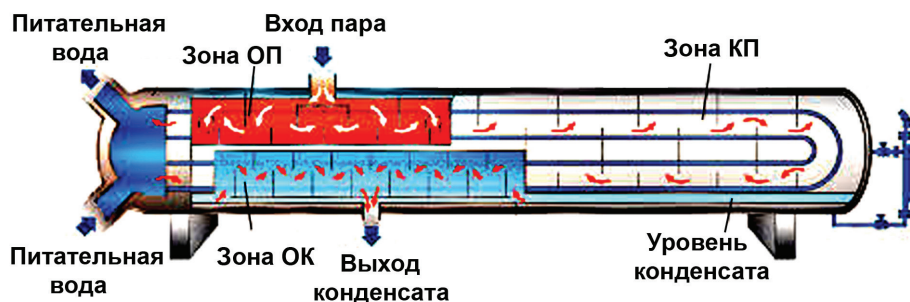


Рис. 6. Трехзонный подогреватель питательной воды [16]

Конструкции подогревателей

Подогреватели высокого давления — это кожухотрубные аппараты со стальной полусферической или цилиндрической водяной камерой, цельносварным корпусом и трубным пучком, часть которого выделена под зоны снятия перегрева пара и охлаждения конденсата. Трубки крепятся в трубной доске сваркой. В США наиболее распространены горизонтальные ПВД камерной конструкции с U-образными трубками (рис. 7).

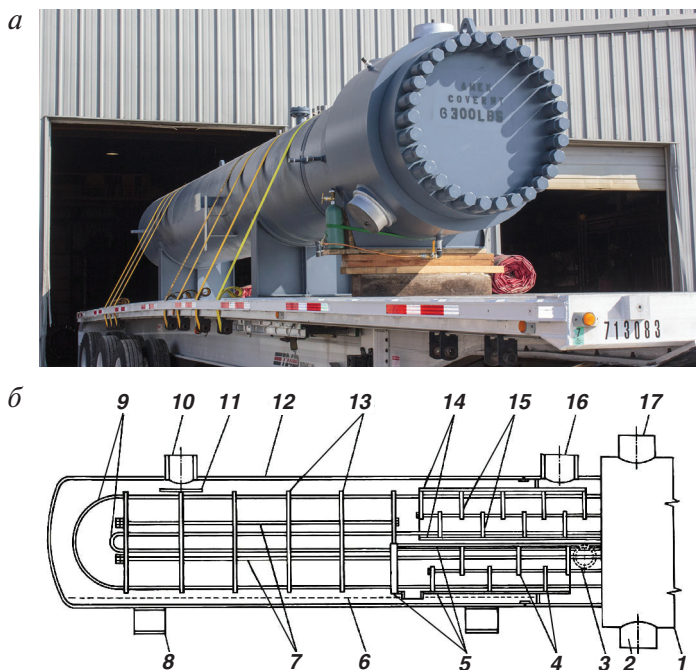


Рис. 7. Внешний вид (а) и конструкция горизонтального подогревателя высокого давления (б) [11]:

1 — водяная камера; 2 — вход воды; 3 — выход дренажа; 4 — перегородки зоны ОК; 5 — кожух зоны ОК; 6 — уровень конденсата; 7 — каркасные элементы; 8 — опора аппарата; 9 — U-образные трубки; 10 — вход дренажа; 11 — отбойный щиток; 12 — корпус аппарата; 13 — промежуточные перегородки зоны КП; 14 — кожух зоны ОП; 15 — перегородки зоны ОП; 16 — вход пара; 17 — выход воды

Зона снятия перегрева пара размещена на выходной части трубного пучка, чтобы входящий в подогреватель пар мог поднимать температуру питательной воды до или выше температуры насыщения, прежде чем она покинет подогреватель. Температура металла наружной стенки трубки на выходе из зоны перегрева должна превышать, по крайней мере, на 1 °С температуру насыщенного пара при давлении на выходе из зоны. В этом случае пар не будет конденсироваться в зоне перегрева. Такой запас по температуре считается необходимым, чтобы избежать эффекта «мокрой трубки» и сопутствующей ему коррозии.

Эффект «мокрой трубки» возникает, когда в зоне пароохлаждения происходит конденсация пара. Скорость пара в зоне ОП может достигать 30—45 м/с, что во много раз выше скорости в зонах конденсации и охлаждения конденсата. Капли конденсата, уносимые паровым потоком с такой высокой скоростью, вызывают эрозионное разрушение трубок и перегородок в зоне охлаждения пара.

Зона ОП имеет кожух, отделяющий ее паровое пространство и организующий движение пара. Против патрубка подвода пара предусмотрен диффузор или пароотбойный щит для предотвращения прямого попадания пара на трубки. Пар течет в обоих направлениях от точки входа, перегородки имеют вырезы, чтобы обеспечить максимально возможный поперечный поток греющего пара. Последние перегородки зоны ОП не имеют вырезов и образуют конец секции. Концевые перегородки также толще обычных перегородок и имеют комбинированные уплотнительные и антивибрационные зажимы, установленные в зазоре между трубками и отверстиями, через которые проходят трубки. Пар покидает зону ОП через четыре окна, вырезанные в кожухе.

Затем пар поступает в зону конденсации, откуда он выходит в виде конденсата при температуре насыщения, чтобы затем попасть в зону охлаждения конденсата (ОК). Перегородки зоны конденсации не имеют вырезов, но используют пространство между пучком трубок и корпусом для распределения пара по длине трубок. Конденсат стекает в нижнюю часть корпуса. Уровень дренажной воды поддерживается в корпусе с помощью внешней системы контроля слива.

Зона ОК расположена на входном конце пучка непосредственно под пароохладителем. Здесь конденсат охлаждается до температуры несколько ниже температуры насыщения пара, что снижает вероятность его вскипания и эрозии в трубопроводах и клапанах. Отсек имеет перегородки с вырезами для обеспечения поперечного течения конденсата. На конце отсека перегородки глухие. Горизонтальная перегородка

ка закрывает верх этого отсека. Из зоны ОК конденсат отводится в следующий подогреватель более низкого потенциала. Система контроля уровня поддерживает гидрозатвор на входе в зону ОК, чтобы предотвратить унос конденсата паром.

Каждая зона внутри подогревателя снабжена своей системой перегородок для обеспечения необходимой траектории движения пара.

На рис. 8 показан вид трубной доски горизонтального подогревателя системы регенерации с частью трубного пучка, выделенной под охладитель конденсата.

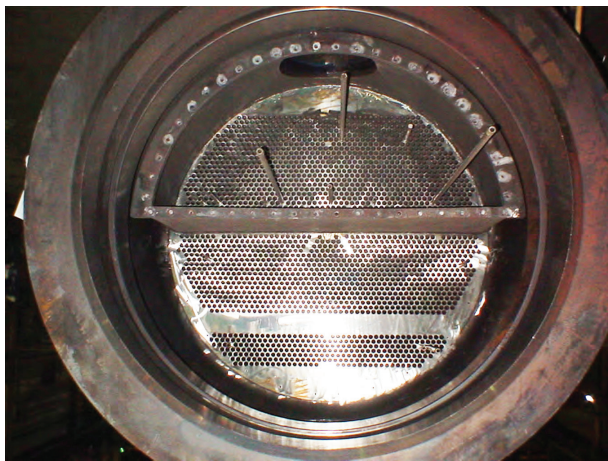


Рис. 8. Вид трубной доски с выделенной зоной охлаждения конденсата [18]

Вертикальные подогреватели высокого давления (рис. 9, 10) имеют ту же базовую компоновку в отношении наличия всех трех зон теплообмена.

На электростанциях с турбинами сверхкритического давления ПВД должны выдерживать внутритрубное давление 30–40 МПа. Массовый расход питательной воды колеблется в пределах 400–800 кг/с, а температура питательной воды за ПВД у мощных турбин превышает 270 °С. В этих напряженных условиях несущие элементы конструкции подогревателя должны иметь стенки значительной толщины. Кратковременные изменения температуры приводят к вторичным напряжениям, особенно опасным при сопряжении разнотолщинных элементов. На мощных электростанциях толщина трубной доски может составлять порядка 400–800 мм в зависимости от проектных данных. В ПВД U-образного типа трубки имеют толщину стенки значительно большую, чем у аппаратов низкого давления.

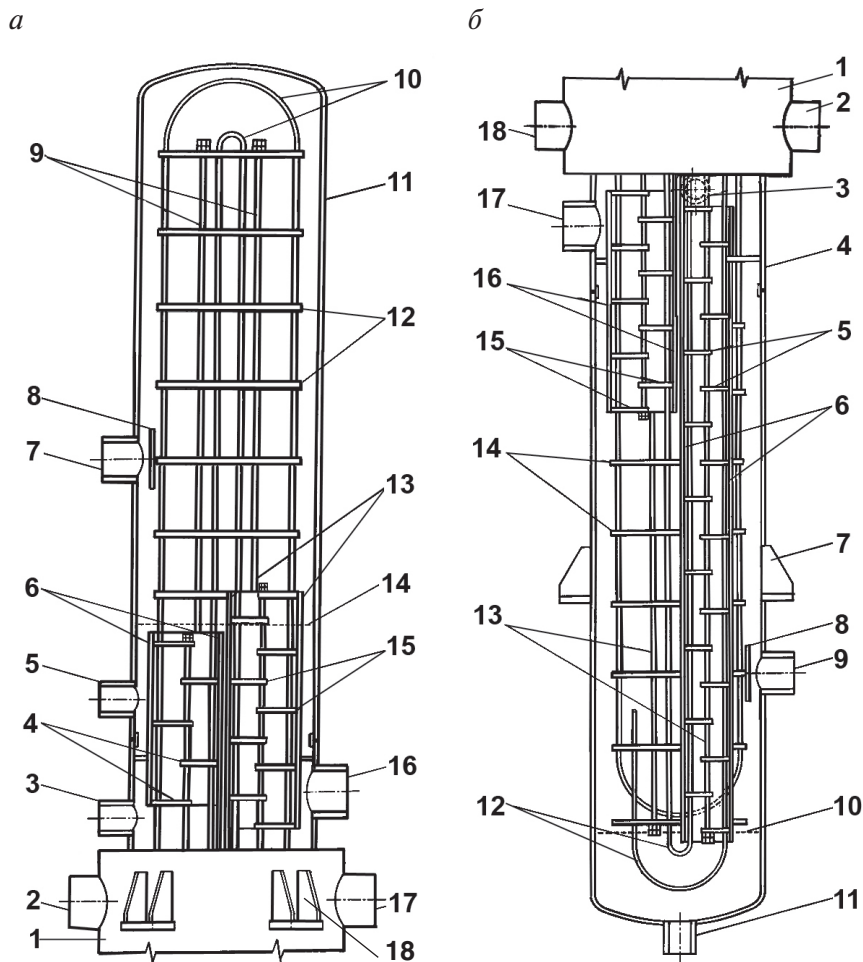


Рис. 9. Типовые конструкции вертикальных подогревателей высокого давления:

а — с нижним расположением водяной камеры; 1 — водяная камера; 2 — вход воды; 3 — вход дренажа; 4 — перегородки зоны ОК; 5 — дренажный байпас; 6 — кожух зоны ОК; 7 — вход дренажа; 8 — отбойный щиток; 9 — каркасные элементы; 10 — U-образные трубки; 11 — корпус аппарата; 12 — промежуточные перегородки зоны КП; 13 — кожух зоны ОП; 14 — уровень конденсата; 15 — перегородки зоны ОП; 16 — вход пара; 17 — выход воды; 18 — опора аппарата;

б — с верхним расположением водяной камеры; 1 — водяная камера; 2 — вход воды; 3 — выход дренажа; 4 — корпус аппарата; 5 — перегородки зоны ОК; 6 — кожух зоны ОК; 7 — опора аппарата; 8 — отбойный щиток; 9 — вход дренажа; 10 — уровень конденсата; U-образные трубки; 11 — дренажный байпас; 12 — U-образные трубки; 13 — каркасные элементы; 14 — промежуточные перегородки зоны КП; 15 — перегородки зоны ОП; 16 — кожух зоны ОП; 17 — вход пара; 18 — выход воды

Очень высокие пиковые напряжения возникают при температурных градиентах в точках соединения толстой трубной доски и относительно тонкой крышки водяной камеры. Последствиями в боль-

шинстве случаев являются трещины в зонах перехода между трубной доской и водяной камерой. Уменьшить эту опасность можно, организовав два параллельных потока питательной воды через два параллельных ПВД U-образного типа. Массовый расход питательной воды через подогреватель уменьшается вдвое, необходимый диаметр оболочки и толщина трубной доски также уменьшаются.



Рис. 10. Общий вид ПВД с нижним расположением водяной камеры [9]

Как инновационную альтернативу U-образным подогревателям SPX HEAT TRANSFER выпускает ПВД коллекторного типа [19]. Подогреватели коллекторного типа с их превосходной термоупругостью имеют ряд преимуществ. В отличие от подогревателей U-образного типа, входной и выходной коллекторы такого подогревателя с плоскими змеевиками при тех же основных условиях имеют стенки толщиной 70–120 мм, т.е. около 15 % от толщины трубной доски [20]. Подогреватели питательной воды коллекторного типа также могут быть расположены как горизонтально, так и вертикально. Горизонтальная ориентация в США встречается чаще, но иногда предпочтительнее вертикальные подогреватели.

В коллекторных подогревателях питательная вода первоначально поступает во впускной коллектор, проходит через трубки в форме змеевика в три или четыре хода и покидает аппарат через выходной коллектор (рис. 11, 12). Каждая трубка индивидуально приварена к коллекторам, а коллекторы приварены к корпусу. Следует отметить, что

в таких конструкциях змеевики обычно плоские. Конструкции со спиральными змеевиками встречаются только в Европе. Основной их изготовитель в Европе — фирма Balcke Dürr [20—22].

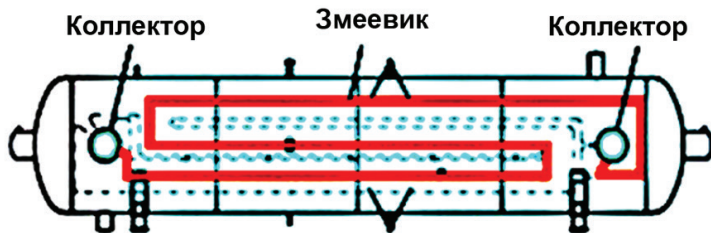


Рис. 11. Схема ПВД коллекторной конструкции с плоскими змеевиками [20]

а



б

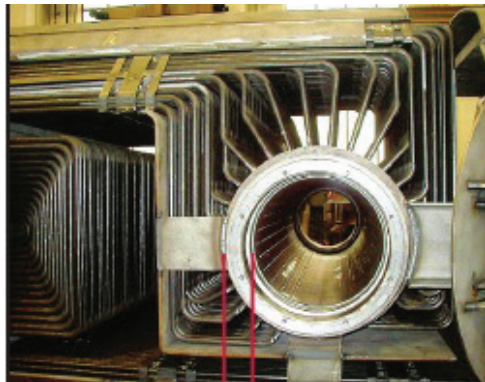


Рис. 12. Общий вид коллекторного подогревателя (*а*) и коллектора с трубками (*б*) [22]

В 20—30-х гг. XX века на электростанциях России устанавливались в основном турбины иностранного производства с горизонтальными подогревателями высокого давления. Первые отечественные турбины оснащались вертикальными ПВД с U-образными трубками. Для турбин с повышенными начальными параметрами пара Ленинградский металлический завод до 1952 г. выпускал вертикальные коллекторные ПВД типа БИП с плоскими змеевиками [23]. Схема такого аппарата показана на рис. 13.

Подогреватели серии БИП первых партий имели технологические дефекты в контактных стыках трубок и местах сварки штуцеров в корпус. Эти дефекты приводили к частым выходам аппаратов из строя. После улучшения технологического процесса сварки выходы аппаратов из строя стали единичными [23].

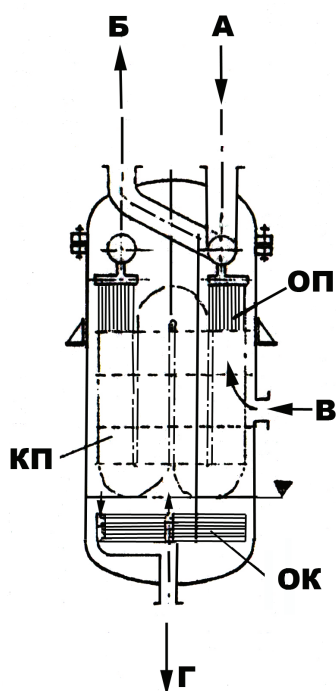


Рис. 13. Конструктивная схема подогревателя типа БИП [23]:

А — вход питательной воды; Б — выход питательной воды; В — вход пара; Г — выход конденсата

Однако новые конструкции ПВД со спиральными змеевиками быстро вытеснили БИПы из производства и заменили их в тепловых схемах отечественных турбин.

В России основным типом подогревателя высокого давления является вертикальный (за исключением ПВД для блока К-500-60/1500) коллекторный теплообменный аппарат с поверхностью нагрева из гладких труб, образующих плоские спирали. Горизонтально расположенные спирали (змеевики) соединены с помощью коллекторов в 4, 6 или 8 вертикальных колонн. Концы спиральных труб привариваются к четырем вертикальным раздающим и собирающим коллекторам. Поскольку греющий пар ПВД перегретый, в аппарате всегда имеется зона охлаждения пара (ОП), которая обычно оформляется в виде выносного теплообменника с собственным кожухом. Такие аппараты выполняются только вертикальными для обеспечения возможности дренирования подогревателей.

Конструкции коллекторно-спиральных ПВД, основным производителем которых в России является Таганрогский котельный завод «Красный котельщик» (г. Таганрог), постоянно развивались и совершенствовались. В современных конструкциях отечественных ПВД для мощных турбин при изготовлении спиральных элементов используются трубы меньшего диаметра — 22 мм с толщиной стенки 3,5 мм, в отличие от ранее применявшихся труб с диаметром 32 мм. В некоторых типоразмерах ПВД спиральные элементы устанавливаются наклонно, что позволяет улучшить теплообмен в аппарате.

В трубную систему подогревателя высокого давления типа ПВ-1250-380-21 производства Таганрогского котельного завода (рис. 14) [4, 5] входят шесть коллекторных труб, три из которых распределяют и три собирают питательную воду. Соединение коллекторных труб с подводящим А и отводящим Б патрубками осуществляется в нижней части подогревателя с помощью специальных развилок и тройников.

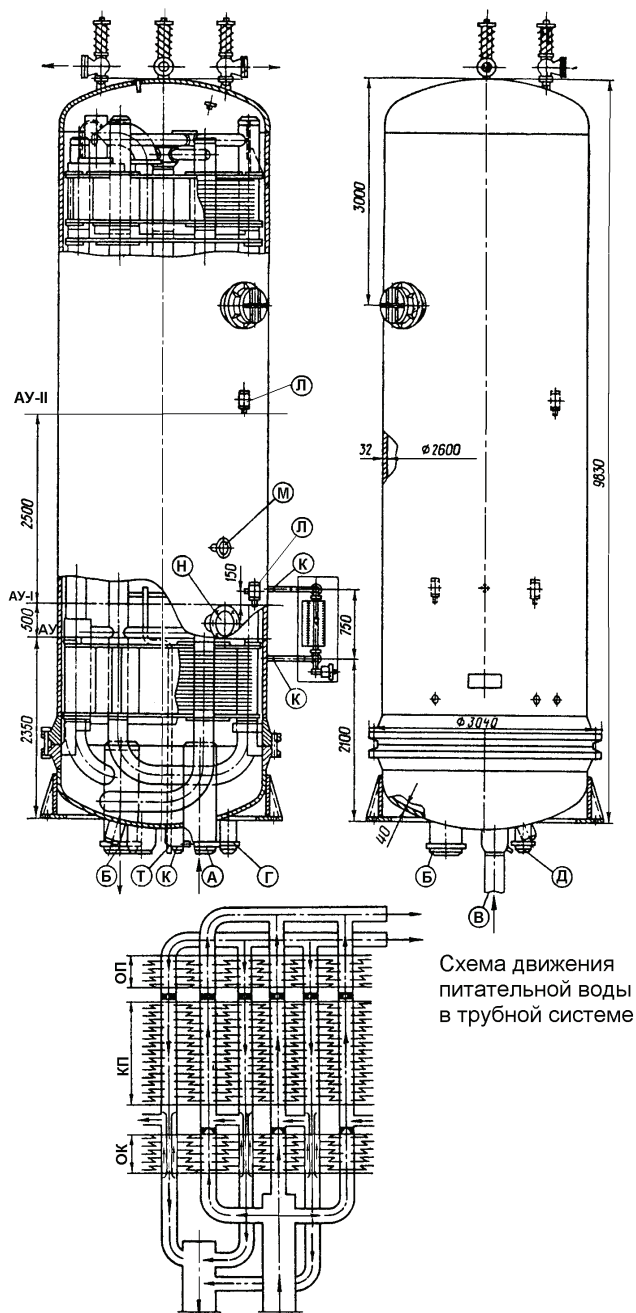


Рис. 14. Подогреватель высокого давления ПВ-1250-380-21 [5]:

А — вход питательной воды; Б — выход питательной воды; В — вход пара; Г — выход конденсата греющего пара (дренаж); Д — вход питательной воды в дополнительный ОП; К — отвод к водоуказательному прибору; Л — отвод к дифманометру; М — вход конденсата из ПВД высшей ступени; Н — вход воздуха из ПВД высшей ступени; Т — отвод воздуха из трубной системы

После входного патрубка поток воды разветвляется по раздающим коллекторам, в которых устанавливаются дроссельные шайбы, разделяющие потоки в зонах ОК и ОП. Греющий пар подводится в корпус ПВД через паровой штуцер В.

Неконденсирующиеся газы отводятся в подогреватель с более низким давлением пара по специальной трубе, установленной в зоне КП над верхним днищем кожуха зоны ОК.

Основными узлами подогревателя является корпус и трубная система. Корпус состоит из верхней съемной части, состоящей из цилиндрической обечайки с фланцем и приваренным верхним штампованным днищем, и нижней несъемной части (днище, фланец, опора). Трубная система включает в себя плоские спиральные трубы поверхности нагрева, коллекторные трубы, перегородки, кожухи ОП и ОК.

После нагрева части потока питательной воды в зоне охладителя конденсата происходит смешение его с основным потоком питательной воды. Весь поток питательной воды направляется в собирающие коллекторы, откуда одна часть его поступает в выходной патрубок непосредственно, а другая — пройдя через трубы охладителя пара.

Греющий пар подводится в корпус подогревателя через паровой патрубок. При нижнем подводе паровая труба, соединяющая этот патрубок с охладителем пара, помещается в отдельном кожухе, защищающем ее от переохлаждения. Спиральные элементы теплообменной поверхности охладителя конденсата и пара располагаются в специальных кожухах, в которых с помощью системы промежуточных перегородок в межтрубном пространстве создается направленное движение потоков пара и конденсата. В корпусе охладителя пара перегретый пар омывает трубный пучок в несколько ходов и передает питательной воде теплоту перегрева. Из охладителя пара поток поступает в подогреватель и распределяется по всей высоте его поверхности. Конденсат пара с помощью перегородок, установленных в межтрубном пространстве, отводится за пределы трубного пучка и вдоль стенок корпуса стекает в охладитель конденсата. Над верхним днищем кожуха охладителя устанавливается специальная перфорированная труба, через которую из подогревателя отводятся неконденсирующиеся газы.

В целом подогреватели коллекторного типа обеспечивают большую гибкость в работе турбоустановки, допуская большие изменения нагрузки, чем подогреватели U-образного типа. Они более рентабельны как с точки зрения инвестиций, так и затрат на эксплуатацию и обслуживание [24].

Инвестиции в подогреватель коллекторного типа начинают окупаться при мощности турбоустановки около 500 МВт. Затраты на эксплуатацию и обслуживание подогревателей коллекторного типа также намного ниже из-за более низкой частоты отказов и более длительного срока службы. Исследование EPRI¹ (Electric Power Research Institute, США), в котором изучалась частота и причины повреждения почти 200 подогревателей высокого давления на 51 электростанции (35 в США и 16 в Европе), подтвердило, что европейские электростанции, использующие подогреватели спирально-коллекторного типа, получают гораздо лучшие результаты в отношении экономии эксплуатационных и ремонтных затрат [20]. В США ПВД змеевикового типа рассматриваются сейчас как интересная альтернатива трубчатым ПВД.

Существуют также отечественные ПВД камерного типа как вертикальной, так и горизонтальной ориентации. На рис. 15 показана конструкция горизонтального ПВД камерного типа ПВ-2000-120-17А [5, 23]. Поверхность теплообмена этого подогревателя представляет собой два отдельных, направленных в противоположные стороны пучка. В центре корпуса расположена общая цилиндрическая водяная камера с двумя трубными досками. В подогревателе отсутствует охладитель пара, а поверхность охладителя конденсата выделена в нижней части трубных пучков.

Греющий пар поперечным потоком омывает горизонтально расположенные трубки и конденсируется на их поверхности. Конденсат пара отводится в кожух охладителя конденсата, в котором передает теплоту питательной воде при продольно-встречном омывании трубок.

Другой перспективной конструкцией ПВД [5] является аппарат с трубным пучком из вертикальных ширм (ПВД-Ш). Поверхность теплообмена в нем образована трубками диаметром 16 мм с толщиной стенки 2,5 мм для блоков сверхкритических параметров, 2 мм — для турбин с давлением свежего пара 12,8 МПа, 1,4 мм — для турбин с давлением 6,0 МПа. Трубки изготавливаются из стали 08Х18Н10Т и закрепляются в коллекторе развальцовкой с обваркой торцов. ПВД-Ш (рис. 16) имеют существенно более низкую металлоемкость по сравнению с коллекторно-спиральными ПВД.

¹ Научно-исследовательский электроэнергетический институт.

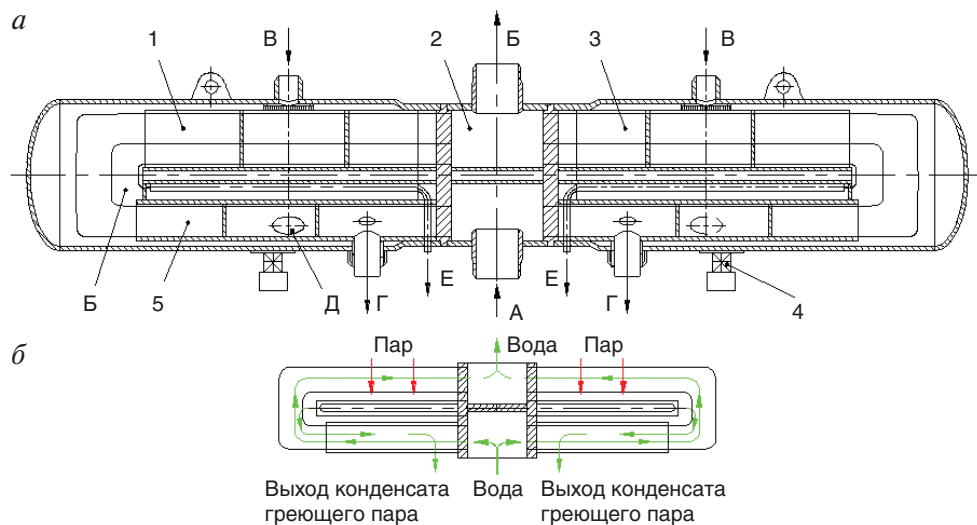


Рис. 15. Подогреватель высокого давления ПВ-2000-120-17А [5]:

a — общий вид: 1 — корпус с трубной системой (левая часть); 2 — промежуточная водяная камера; 3 — корпус с трубной системой (правая часть); 4 — опора подвижная; 5 — поверхность охладителя конденсата; А — вход питательной воды; Б — выход питательной воды; В — вход греющего пара; Г — выход конденсата греющего пара; Д — вход конденсата из подогревателя более высокого давления; Е — отвод паровоздушной смеси; *б* — схема движения теплоносителя

Однако камерные ПВД имеют и другие преимущества перед спирально-коллекторными аппаратами [5]. ПВД камерного типа имеют в 5 раз меньшее гидравлическое сопротивление, чем традиционные ПВД спирально-коллекторного типа, а также они менее металлоемки и более компактны и ремонтпригодны. Так, например, коллекторно-спиральные ПВД турбоустановки 200 МВт в 1,5 раза больше камерных соответствующей мощности и на 2 м выше. Тепловая эффективность горизонтально расположенного пучка трубок в условиях поперечного омывания с организованным отводом конденсата выше, чем у вертикального, в нем лучше komponуются охладитель пара и охладитель дренажа с точки зрения обеспечения их паровой и водяной герметичности. Дополнительный эффект можно получить за счет применения в подогревателях камерного типа труб малого диаметра с меньшей толщиной стенки (16×2 мм вместо 32×5 мм или 32×4 мм). Технология ремонта камерных ПВД по сравнению со спирально-коллекторными значительно проще как по количеству, так и по сложности производимых ремонтных операций [23].

Подогреватели низкого давления имеют практически ту же конструкцию, что и камерные ПВД с той разницей, что если в конструкциях ПВД применяются как сварное, так и болтовое крепление водяной камеры к корпусу аппарата, то у ПНД благодаря более низкому рабочему давлению воды такое соединение обычно болтовое, а крышки водяных камер могут быть плоскими или полусферическими (рис. 17). Также в зависимости от параметров отборного пара подогреватели низкого давления могут иметь все три зоны, две зоны или только зону конденсации пара. За рубежом подогреватели низкого давления выполняются в основном горизонтальными с U-образным трубным пучком.

Отечественные ПНД, напротив, — это аппараты камерного типа, вертикального либо горизонтального исполнения, с трубной системой из гладких U-, П-образных или прямых трубок, концы которых развальцованы (или развальцованы и приварены) в трубных досках. Число ходов воды в трубной системе чаще 4, реже 2 или 6. В горизонтальном исполнении чаще всего изготавливаются подогреватели низкого давления первой ступени при встраивании их в выхлопной патрубок турбины над конденсатором (аналогично турбоустановке К-1200-6,8/50), что позволяет экономить пространство машзала [5].

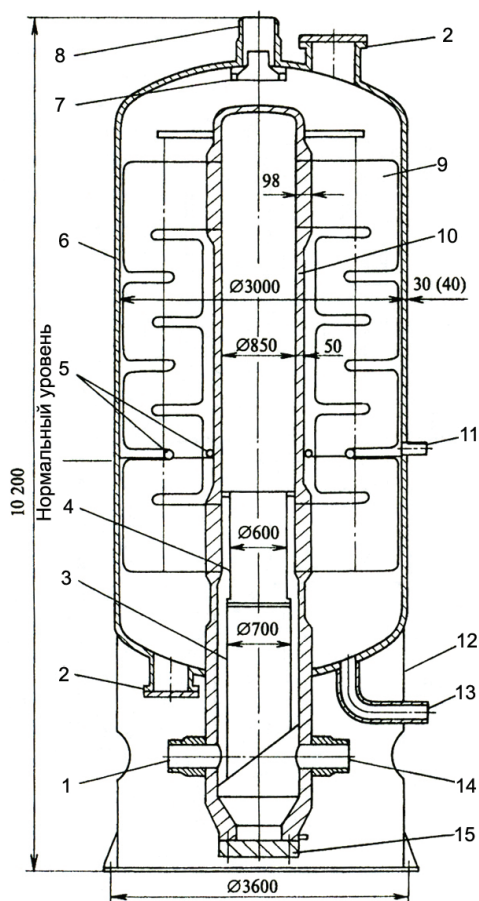


Рис. 16. ПВД с трубным пучком из вертикальных ширм и центральным коллектором (размеры указаны для ПВД турбины К-1000-60/3000) [5]:

1 — вход питательной воды; 2 — люк-лаз для ревизии и ремонта; 3 — внутриколлекторная перегородка; 4 — съемная обечайка перегородки; 5 — коллекторы отвода неконденсирующихся газов; 6 — корпус; 7 — сепаратор влаги; 8 — вход греющего пара; 9 — ширма трубного пучка; 10 — коллектор; 11 — вход конденсата из ПВД высшей ступени; 12 — опора; 13 — выход конденсата; 14 — выход питательной воды; 15 — люк-лаз к местам заделки теплообменных трубок



Рис. 17. Общий вид горизонтального подогревателя низкого давления [9]

На рис. 18 в качестве примера показан подогреватель ПН-400-26-7-II. Поверхность нагрева этого подогревателя включает 1452 U-образные трубки, концы которых закреплены в трубной доске, установленной между фланцами водяной камеры и корпуса. К водяной камере приварены патрубки подвода и отвода основного конденсата (*А* и *Б*). Внутри водяной камеры размещены анкерные болты для укрепления трубной доски и передачи части веса трубной системы на крышку корпуса. Там же устанавливаются перегородки для разделения потока воды на четыре хода.

Подвод греющего пара осуществляется через паровой патрубок *В*, против которого установлен отбойный щит, связанный с каркасом трубного пучка. Для улучшения условий передачи теплоты в корпусе установлены перегородки, обеспечивающие многоходовое поперечное движение пара.

Отвод конденсата греющего пара производится из нижней части корпуса. Из зоны на уровне конденсата греющего пара через перфорированную полукольцевую трубу осуществляется отвод неконденсирующихся газов и воздуха.

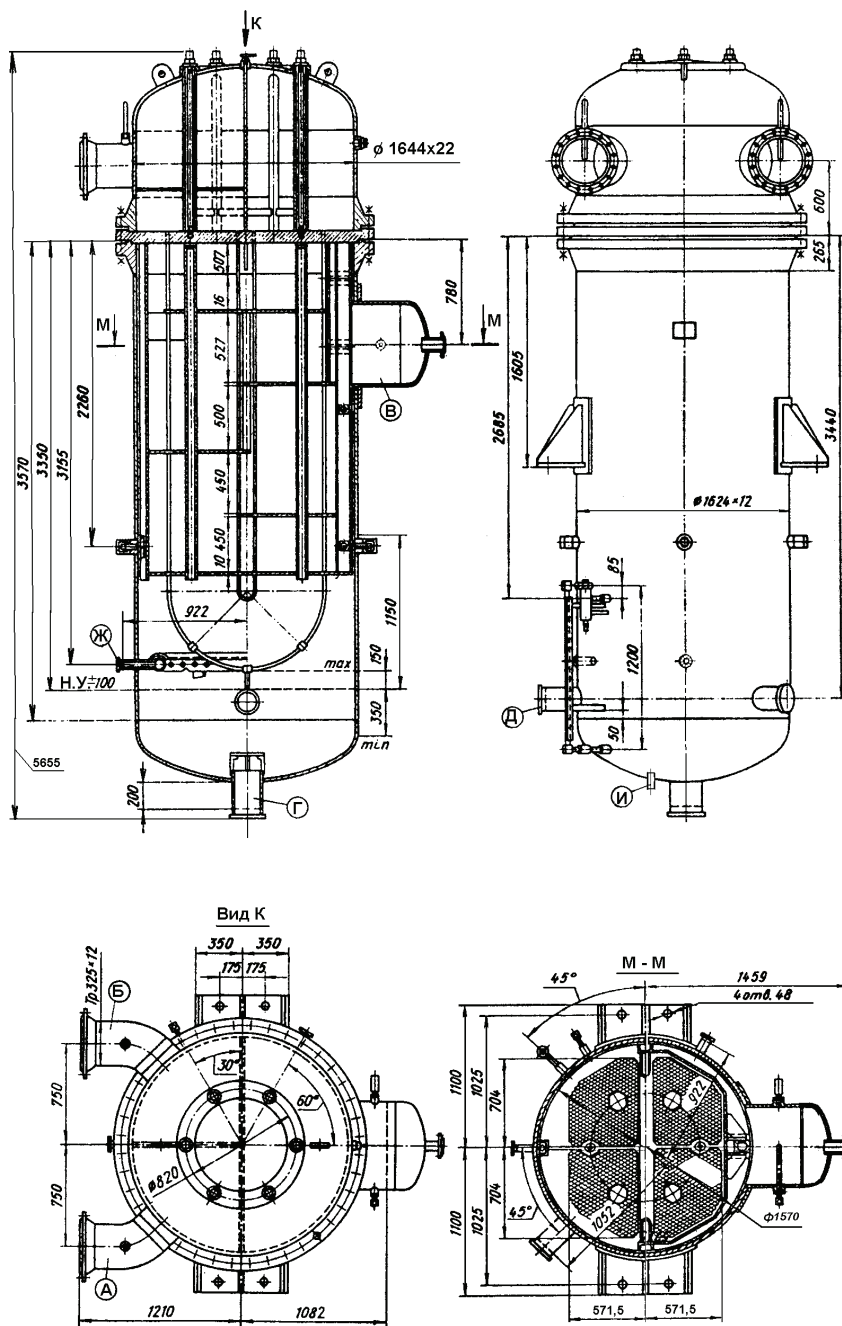


Рис. 18. Подогреватель ПН-400-26-7-II [5]:

А — вход питательной воды (основного конденсата); Б — выход питательной воды (основного конденсата); В — вход греющего пара; Г — выход конденсата (дренажа); Д — подвод конденсата (дренажа); Ж — отвод парогазовой смеси; И — к указателю уровня

Для контроля уровня конденсата и его регулирования в корпусе в нижней части аппарата имеются штуцеры присоединения водомерного стекла и импульсных трубок регулятора. Обычно уровень конденсата в корпусе ПНД не превышает 1000 мм. К недостаткам конструкции этого подогревателя следует отнести возможность заливания конденсатом гибов нижних рядов U-образных трубок и ввод конденсата греющего пара из вышестоящих подогревателей через перфорированную трубу под уровень конденсата, что затрудняет удаление из корпуса неконденсирующихся газов и вызывает колебания уровня воды в нем.

На рис. 19 показан подогреватель типа ПН-1800-42-8-А, выполненный прямотрубным с нижней плавающей водяной камерой.

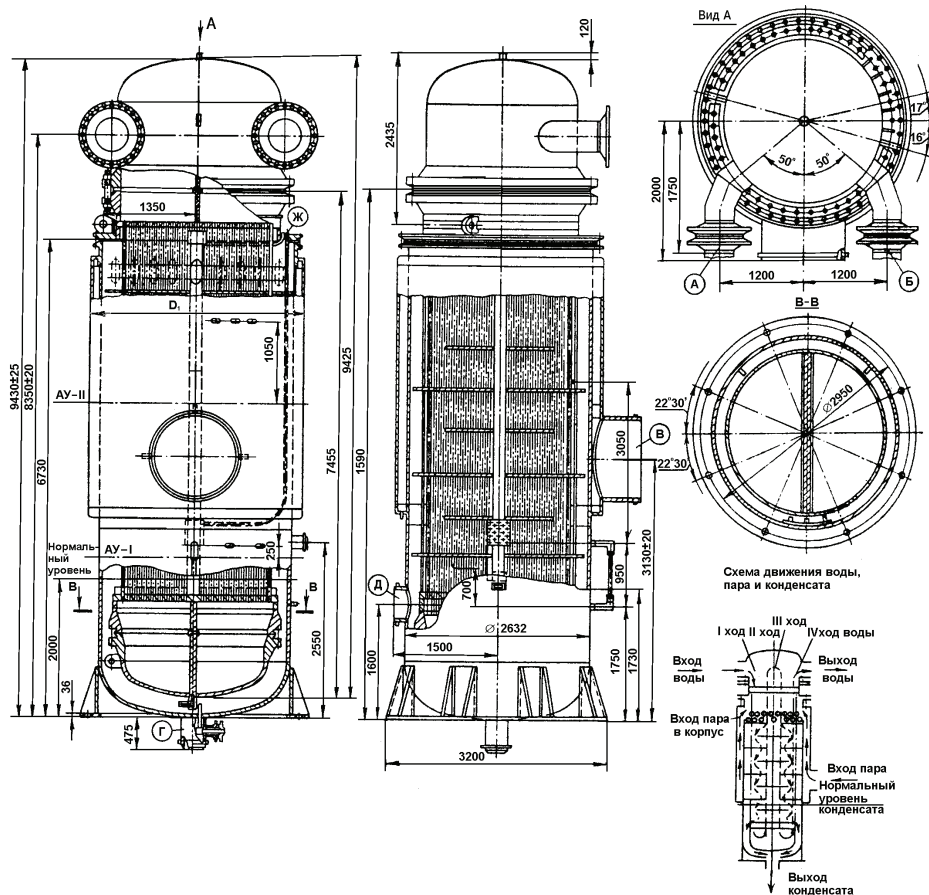


Рис. 19. Подогреватель низкого давления ПН-1800-42-8-IA (IIA, IIIA, IVA) [5]:
 А — вход питательной воды (основного конденсата); Б — выход питательной воды (основного конденсата); В — вход греющего пара; Г — выход конденсата (дренажа); Д — подвод конденсата (дренажа); Ж — отвод парогазовой смеси; И — к указателю уровня

Направление движения пара в пучке задается системой перегородок типа «диск—кольцо». Греющий пар подводится через патрубок в кольцевой объем, образуемый корпусом аппарата и наружным кожухом. Через отверстия в верхней части корпуса пар поступает в трубный пучок и движется через него в направлении сверху вниз. Отсос паровоздушной смеси производится через расположенную в центре трубы в верхней части пучка. Затопленная нижняя часть трубного пучка играет роль встроенного охладителя конденсата.

Довольно часто первые по ходу конденсата ПНД размещают в горловине конденсатора. Обычно это два горизонтальных подогревателя, расположенных один за другим (рис. 20). Для таких случаев разработана так называемая дуплексная конструкция (рис. 21). Дуплексные подогреватели питательной воды расположены горизонтально. Они объединяют две ступени подогревателя в одну оболочку и заменяют два подогревателя, расположенных последовательно в ряд [24, 25]. Дуплексный подогреватель состоит из двух модулей теплообменника (ПНД 1/ПНД 2) в общей оболочке. Модули представляют собой чисто конденсирующие теплообменные аппараты или имеют конденсационную зону и встроенный охладитель дренажа.



Рис. 20. Встраиваемые подогреватели низкого давления [9]

Два пространства подогревателя разделены перегородкой в корпусе, а отборный пар турбины разного давления и температуры подается через входные патрубки. Подогреваемая вода движется из водяной

камеры через U-образные трубки первого модуля теплообменника, в то время как отборный пар с давлением P_1 конденсируется на поверхности трубок. Вода, нагретая в ПНД 1, протекает через U-образные трубки второго модуля теплообменника и дополнительно нагревается отборным паром с давлением P_2 ($P_2 > P_1$) и снова попадает в водяную камеру к выпускному патрубку.

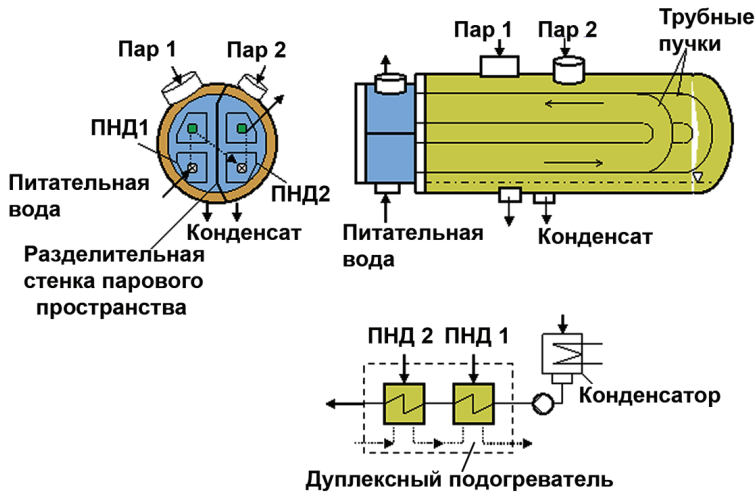


Рис. 21. Схема дуפקсного подогревателя низкого давления [25]

Конденсат отводится снизу через два или более патрубка. Уровень конденсата в подогревателе 2 контролируется регулирующим клапаном. Конденсат подогревателя 1 отводится через сифон в конденсатор. Неконденсирующиеся газы удаляются через вентиляционные коллекторы.

Потоки в водяной камере организованы путем деления ее на три пространства с помощью двух внутренних кожухов или наклонных перегородок. Впускной патрубок водяной камеры подает основной конденсат в первый подогреватель, а выпускной патрубок отводит его из второго подогревателя.

Паровые пространства теплообменников разделяются перегородкой в корпусе. Перегородка выполнена по большей части в виде двойной стенки для обеспечения изоляции. Поэтому первая стенка, которая обращена к пространству с более высоким давлением, подвергается действию повышенного давления, а вторая стенка, которая обращена к пространству с низким давлением, служит тепловой изоляцией. Обе стенки изготовлены из тонкого листового металла. Для передачи усилия между двумя стенками предусмотрены тонкие металличе-

ские листы. Пространство между двумя стенками через несколько отверстий в нижней части стенки сообщается с паровым пространством с более низким давлением. Изоляция обеспечивает снижение тепловых потерь и экономию энергии.

Для мощных энергоблоков АЭС с турбинами типа К-800-130/3000, К-1000-60/3000, К-1200-6,8/50 ОАО «НПО ЦКТИ» (г. Санкт-Петербург) были разработаны регенеративные подогреватели повышенной эффективности. На рис. 22 представлен подогреватель типа ПН-890-1,7-0,3-1А, применяемый в качестве подогревателя низкого давления первой ступени в системе регенерации турбоустановки К-1200-6,8/50 Нововоронежской АЭС-2.

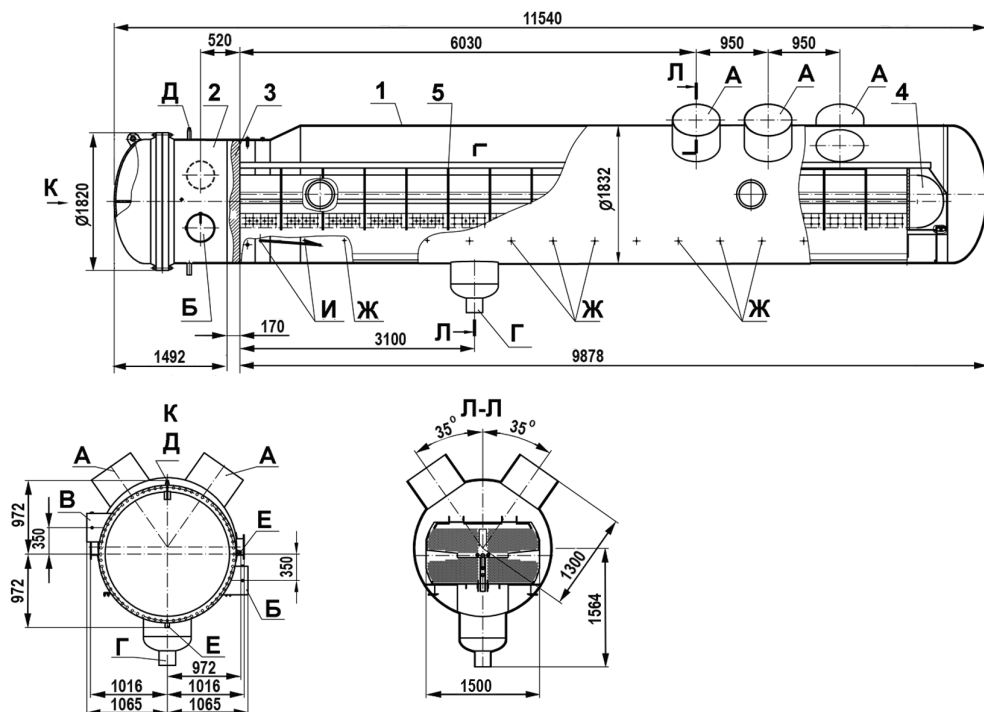


Рис. 22. Подогреватель низкого давления ПН-890-1,7-0,3-1А (ПНД-1) [5]:

1 — корпус; 2 — камера водяная; 3 — доска трубная; 4 — трубная система; 5 — перегородка; А — вход пара; Б — вход основного конденсата; В — выход основного конденсата; Г — выход конденсата греющего пара; Д — выход воздуха из водяной камеры; Е — опорожнение водяной камеры; Ж — выход паровоздушной смеси; И — смешивающий пароохладитель

В целях экономии площади машинного зала на мощных энергоблоках подобные аппараты встраиваются в верхнюю часть конденсаторов либо устанавливаются на корпусах конденсаторов между

выхлопными патрубками турбины. Расположение подогревателей в непосредственной близости от турбины позволяет минимизировать длину трубопроводов подвода греющего пара и, следовательно, потери давления греющего пара. Аппарат представляет собой горизонтальный двухходовой кожухотрубный теплообменник с U-образной трубной системой и поперечным омыванием теплообменных трубок, причем греющий пар подается на оба хода параллельно. Верхний и нижний ходы разделены сливными перегородками, предотвращающими заливание нижних рядов теплообменных трубок конденсатом греющего пара с верхних рядов теплообменных трубок. Отвод неконденсирующихся газов непосредственно в паровое пространство конденсатора осуществляется через патрубки на корпусе под перегородкой в нижней части аппарата. В районе выхода неконденсирующихся газов организован смешивающий пароохладитель. Конденсат греющего пара отводится посредством сливного патрубка в нижнюю часть конденсатора.

К подогревателям системы регенерации относятся также и *конденсаторы пара уплотнений* (сальниковые подогреватели) и охладители основных эжекторов. В тепловой схеме турбоустановки они расположены между конденсатором и первым по ходу основного конденсата подогревателем низкого давления (см. рис. 1). Греющий пар поступает из концевых уплотнений вала турбины с помощью вакуумных насосов, центробежных нагнетателей или паровых эжекторов и, конденсируясь, нагревает основной конденсат в трубках теплообменной поверхности аппарата.

Конденсатор пара уплотнений представляет собой теплообменник поверхностного типа, на наружной поверхности трубок которого происходит конденсация и охлаждение паровоздушной смеси; внутри трубок протекает основной конденсат, подаваемый из напорного коллектора конденсатных насосов. Эти аппараты в зарубежной практике изготавливаются обычно горизонтальными, чаще с U-образными, иногда с прямыми трубками. Конденсат пара отводится снизу, а воздух, поступивший вместе с паром, выводится сверху. Конденсированный пар затем направляется обратно в паровой цикл.

На рис. 23 показан общий вид конденсатора пара уплотнений с двумя вакуумными насосами.

В качестве примера ниже приводятся технические характеристики конденсаторов пара уплотнений производства фирмы Energyen [26]:

Размеры	диаметр 75–1050 мм; длина 305–9150 мм
Материал корпуса	углеродистая сталь, нержавеющая сталь марок 304 или 316L
Диаметры трубок	10, 16 и 19 мм
Материал трубок	углеродистая сталь, медь, адмиралтейская латунь, медно-никелевые сплавы МН 90 или МН 70, нержавеющая сталь марок 304 или 316L, сталь Duplex 2205, титан и др.
Форма трубок	прямые, U-образные
Материал перегородок	углеродистая сталь, цветные сплавы, нержавеющая сталь
Материал крышек водяных камер	углеродистая и нержавеющая сталь
Число ходов	1, 2 и 4



Рис. 23. Конденсатор пара уплотнений производства Energyen (Южная Корея) [26]

Для отсоса пара из концевых уплотнений турбин Уральский турбинный завод (г. Екатеринбург) выпускает эжекторы типа ЭПУ-0,9-900 и ЭПУ-0,9-1900 (рис. 24). Эти эжекторы одинаковы по конструкции, но различаются расходом отсасываемой паровоздушной смеси [4–6].

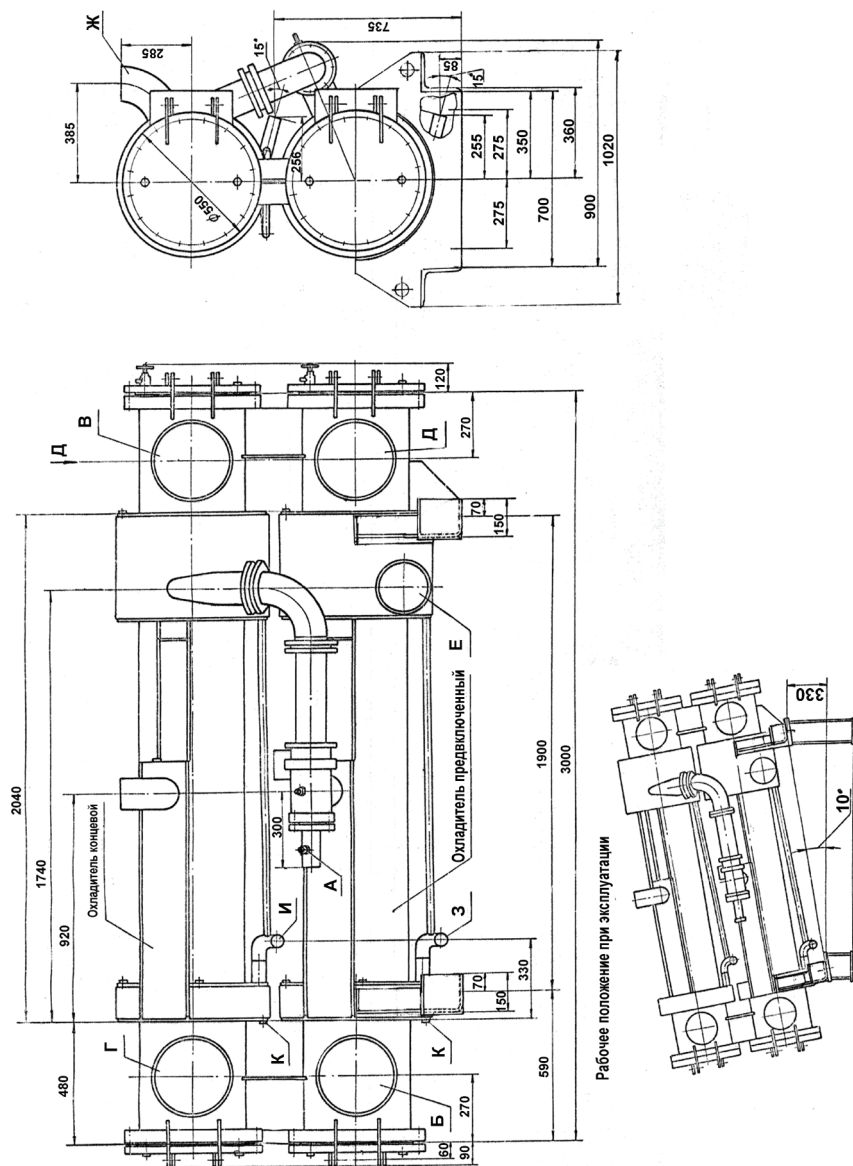


Рис. 24. Эжектор отсоса из уплотнений ЭПУ-0,9-1900 [5]:

A — подвод рабочего пара; *B*, *B* — подвод и отвод охлаждающего конденсата при последовательном включении охладителей; *Г*, *Д* — подвод и отвод охлаждающего конденсата при параллельном включении охладителей и перепуск при последовательном; *Е*, *Ж* — подвод и отвод паровоздушной смеси; *З*, *И* — отвод конденсата из предвключенного и конечного охладителей; *К* — опорожнение

Эжекторы имеют одну ступень сжатия и два охладителя — предвключенный и концевой. По охлаждающей воде (основному конденсату) охладители могут быть соединены как параллельно, так и последовательно. Эжектор изготавливается в четырех модификациях: I, II — с латунными прямыми трубками и двумя вариантами включения охладителей по охлаждающей воде, III, IV — с нержавеющей сталью и двумя вариантами включения охладителей. Рабочее положение эжектора наклонное (10 градусов к горизонту), что позволяет повысить тепловую эффективность охладителей.

Конструкции отечественных *сальниковых подогревателей* достаточно разнообразны. Среди них имеются и вертикальные, и горизонтальные аппараты. Сальниковый подогреватель ПС-115, например, — вертикальный аппарат с U-образными трубками и верхней водяной камерой (рис. 25). Паровое пространство аппарата разделено перегородками на три отсека, через которые отсасываемая из уплотнений паровоздушная смесь проходит последовательно. Подогреватель по тракту воды может быть двух- или шестиходовым. В аппарате применены латунные (Л68) U-образные трубки диаметром 19 мм с толщиной стенки 1 мм. Аппарат устанавливается на лапах, приваренных к боковым стенкам корпуса.

Одноходовой горизонтальный сальниковый подогреватель ПС-380-3,1-11,4 (рис. 26) разработан Уральским турбинным заводом в 2000 г. для турбоустановок ТР-110-130.

Сальниковый подогреватель ПС-380-3,1-11,4 состоит из корпуса и центрального невыемного трубного пучка из прямых трубок, развальцованных с обеих сторон в трубных досках и опирающихся на промежуточные трубные перегородки, установленные таким образом, чтобы устранить опасные формы колебаний при вибрации [5, 6].

Основные эжекторы паровых турбин предназначены для удаления воздуха из парового пространства конденсаторов. Без эффективного воздухоудаления невозможно поддержание проектного вакуума в конденсаторе и, следовательно, выработки требуемой мощности турбоустановки. В свою очередь, стабильная работа эжекторов обеспечивается, в ряду других факторов, высокой тепловой эффективностью их промежуточных охладителей.

В современной зарубежной практике наметилась тенденция перехода от широко распространенных ранее водокольцевых насосов к использованию пароструйных эжекторов для мощных паровых турбин.

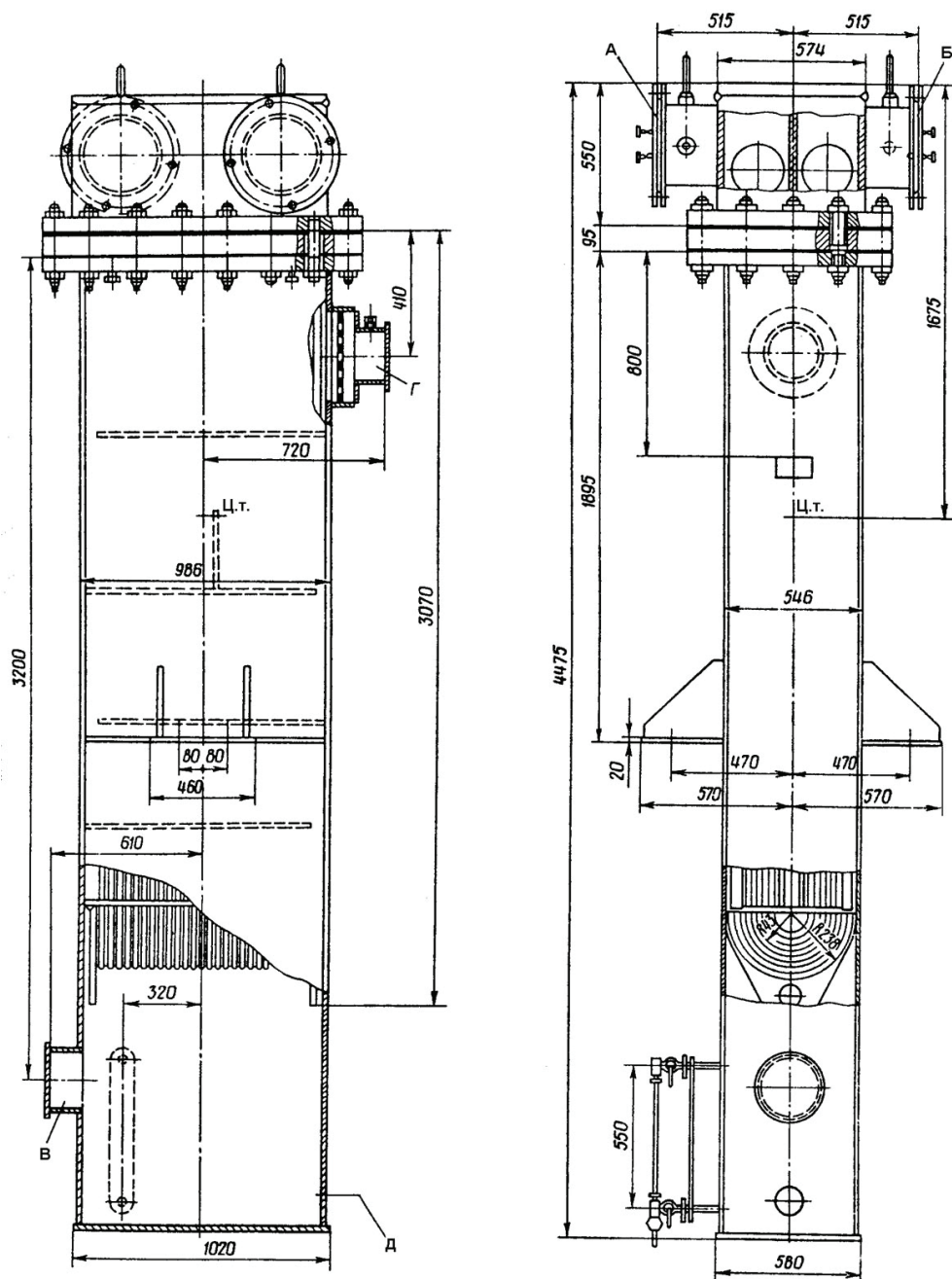


Рис. 25. Сальниковый подогреватель ПС-115 [5]:

A — подвод охлаждающего конденсата; *Б* — отвод охлаждающего конденсата; *В* — отсос воздуха; *Г* — отсос пара от уплотнений турбины; *Д* — слив конденсата

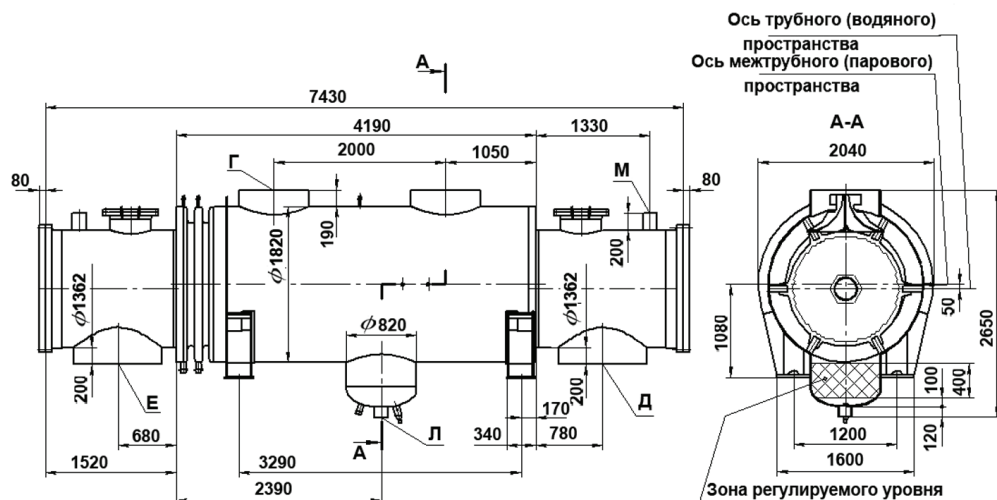


Рис. 26. Сальниковый подогреватель ПС-380-3,1-11,4 [5]:

Г — подвод пара; Д — подвод охлаждающей воды; Е — отвод охлаждающей воды; Л — отвод конденсата; М — отвод паровоздушной смеси

Обычно на каждый конденсатор устанавливаются 2 двухступенчатых пароструйных эжектора с общими промежуточным и концевым охладителями [1, 2]. В России применяются в основном трехступенчатые пароструйные эжекторы. Трубные пучки и трубные доски современных охладителей эжекторов, как правило, изготавливаются из нержавеющей стали.

После первой ступени эжектора отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь попадает в охладитель, где происходит конденсация части пара. Оставшаяся смесь поступает для дальнейшего сжатия во вторую ступень эжектора с меньшим остаточным содержанием пара, что создает условия для сжатия смеси с меньшей затратой энергии. Расход рабочего пара в трехступенчатом эжекторе может быть на 20–25 % меньше, чем в двухступенчатом. Конденсат из охладителей отводится отдельно или каскадно в конденсатор, что позволяет предотвратить потери рабочего тела. Чтобы вместе с конденсатом из охладителей в конденсатор не возвращался воздух, обычно используют гидравлический затвор.

Изготовлением воздухоудаляющих устройств за рубежом занимаются либо специализированные фирмы, как, например, американская компания Graham, или производители конденсаторов, такие как компания SPX Heat Transfer и ее бельгийский филиал Ecolaire. В России

эжекторы изготавливаются обычно заводами, производящими паровые турбины. На рис. 27 в качестве примера представлен двухступенчатый пароструйный эжектор с охладителями, выпускаемый компанией Graham.



Рис. 27. Двухступенчатый пароструйный эжектор производства Graham с охладителями [2]

На рис. 28 показана конструкция пароструйного эжектора ЭП-3-50/150 [5, 6].

Проточные части и охладители всех ступеней эжектора расположены вертикально в общем стальном корпусе с внутренними перегородками, разделяющими ступени. В верхней части корпуса расположена крышка, состоящая из трех отдельных камер, в которых крепятся рабочие сопла и соединенные между собой камеры смешения и диффузоры. Внутри парового пространства каждого из холодильников выполнены четыре перегородки, направляющие течение пара. Вторая и третья камеры верхней крышки эжектора имеют в нижнем днище отверстия, через которые паровоздушная смесь поступает в следующую ступень эжектора из предыдущей. По мере движения паровоздушной смеси в ступенях эжектора ее давление постепенно повышается от 3 кПа в конденсаторе до 110 кПа на выхлопе эжектора. В нижней части корпуса эжектора расположены горизонтальная трубная до-

ска, в которой крепятся U-образные трубки охладителей, и нижняя крышка с водяными камерами. Охладители выполнены двухходовыми по охлаждающему конденсату, и ступени включены параллельно. Перепуск дренажа осуществляется каскадно через гидрозатворы за охладителем каждой ступени.

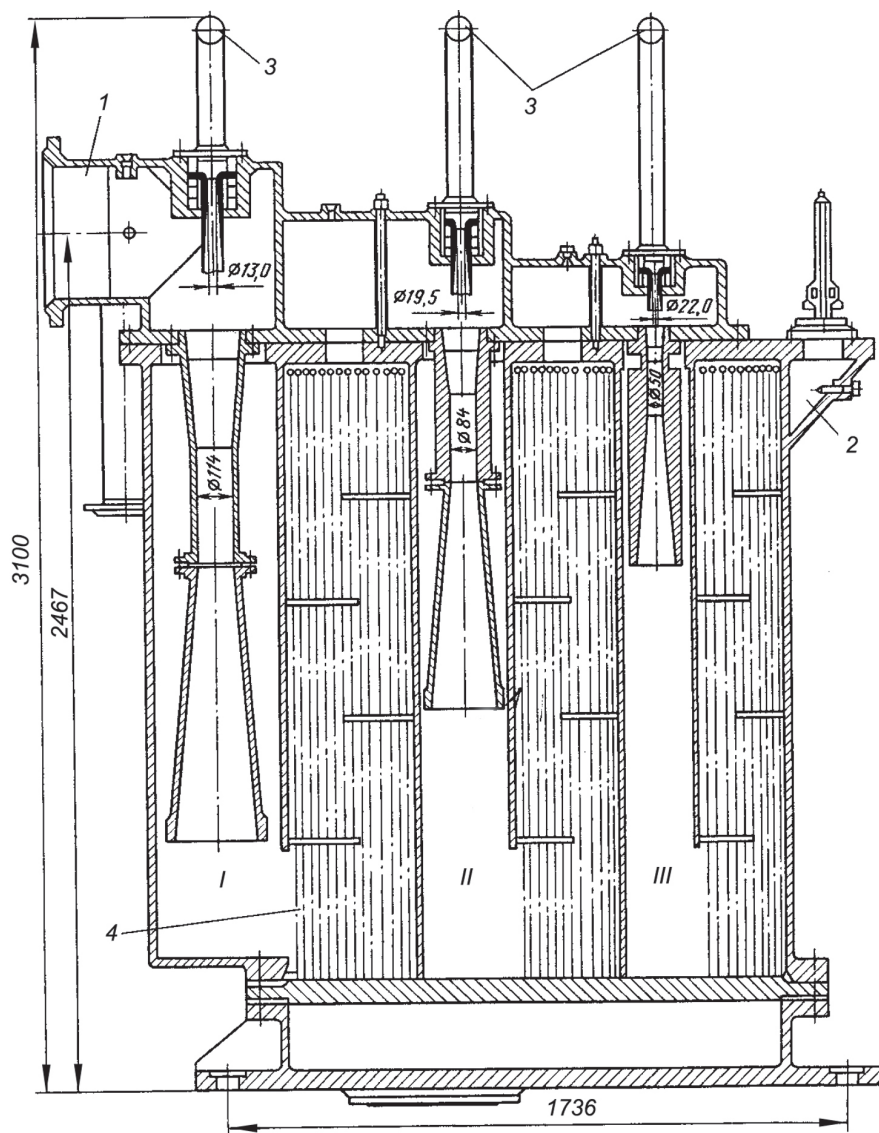


Рис. 28. Пароструйный эжектор ЭП-3-50/150 [5]:

1 — вход паровоздушной смеси; 2 — выхлоп эжектора; 3 — подвод рабочего пара;
4 — охладители; I, II, III — ступени эжектора



A — подвод рабочего пара; B, B — подвод и отвод охлаждающего конденсата; Γ — подвод паровоздушной смеси; I, K, L — отвод конденсата рабочего пара из I, II и III ступеней; M — опорожнение водяного пространства

Эжектор ЭПО-3-135 конструкции Уральского турбинного завода (рис. 29) — это пароструйный эжектор с тремя ступенями сжатия и промежуточного охлаждения паровоздушной смеси [5, 6]. Каждый из трех охладителей представляет собой поверхностный пароводяной теплообменный аппарат с цельносварным корпусом, выполненным заодно с водяными камерами и камерой всасывания. Одноходовые трубные пучки охладителей образованы прямыми трубками, развальцованными с обеих сторон в трубных досках. В рабочем положении для интенсификации теплообмена трубные пучки охладителей ориентированы наклонно благодаря специальной конструкции опор, на которых устанавливается эжектор. Паровоздушная смесь поступает в камеру всасывания I ступени, после сжатия в диффузоре и охлаждения с частичной конденсацией в охладителе I ступени последовательно проходит II и III ступени сжатия и отводится в атмосферу. Образовавшийся конденсат отводится из каждого охладителя отдельным гидрозатвором: из охладителей I и II ступеней — в паровое пространство конденсатора, из охладителя III ступени — в открытую воронку. Основной конденсат подводится к охладителю I ступени, проходит последовательно через трубные пучки охладителей всех ступеней и отводится из эжектора.

Трубный пучок подогревателя

В конструкции подогревателей низкого давления традиционно используются трубы из цветных металлов и трубы из нержавеющей стали ферритного и аустенитного классов, как бесшовные холоднокатаные, так и сварные (в зарубежной практике). В подогревателях высокого давления применяются только бесшовные трубы из нержавеющей сталей. В стандартах Американского общества инженеров-механиков (ASME) и Американского общества по испытаниям и материалам (ASTM), которыми руководствуются зарубежные производители, нет обязательных требований проведения УЗИ сварного шва труб из различных материалов. Стандарт Американского института теплообмена HEI [11], напротив, рекомендует все сварные трубы подогревателя питательной воды подвергать УЗИ при их производстве (по требованию заказчика), что обеспечивает надежность и качество трубного пучка. В ПНД трубы крепятся вальцеванием, в ПВД — вальцеванием и сваркой в зависимости от параметров их работы. В ПВД спирально-коллекторного типа спирали соединяются с коллекторами сваркой. В настоящее время широко применяется способ, повышающий надежность вальцованного соединения труб с трубными досками, основанный на применении кольцевых рельефов, сформированных в металле трубной доски [1, 2]. Положительный и достаточно длительный (более 25 лет) опыт применения данного способа крепления труб в трубных досках различных теплообменных аппаратов ПТУ [4—6] подтверждает его надежность и позволяет рекомендовать этот способ для широкого использования. Зарубежные фирмы, в частности Foster Wheeler, разработали надежный метод крепления труб ПВД сваркой вольфрамовым электродом в среде аргона, когда трубка приваривается встык к ниппелю, полученному механической обработкой трубной доски на стороне, обращенной к трубной системе [23].

Изготавливаются U-образные трубы на специализированных предприятиях, на которых они проходят термообработку для снятия напря-

жений. Electric Power Research Institute (EPRI) рекомендует поддерживать величину остаточных напряжений на прямых участках трубок на уровне 20,7 МПа как максимум, а в зонегиба — 55,2 МПа. Этот предел остаточных напряжений обеспечивает отсутствие коррозионного растрескивания. Зарубежные изготовители гарантируют соответствие стандартам ASME/ASMT в США и PED² (Pressure Equipment Directive) в Европе [27]. Выпускаются U-образные трубки со следующими характеристиками:

наружный диаметр, $d_{\text{нар}}$	12,7 — 25,4 мм
толщина стенки	0,89—3,40 мм
длина полная	39,62 м
длина прямолинейного участка	18 м
радиусгиба	от 1,5 $d_{\text{нар}}$ до 1219 мм

Срок службы трубок подогревателя обычно зависит от условий эксплуатации, таких как химический состав воды, рабочие температуры и скорости жидкости. Стандарт HEI [11] рекомендует следующие скорости движения воды через трубки при ее средней температуре (табл. 3).

Таблица 3

Рекомендуемые максимальные скорости воды в трубках подогревателей системы регенерации

Материал трубок	Максимальная скорость питательной воды W_l , м/с
Нержавеющая сталь, сплав никель-медь НМ 70—30	3,05
Медно-никелевые сплавы МН 70—30, МН 80—20, МН 90—10	2,74
Низколегированная сталь	2,74
Адмиралтейский сплав и медь	2,59
Углеродистая сталь	2,44

В табл. 4 приводятся значения допустимой максимальной температуры металла трубок ПНД и ПВД из различных материалов [11]. Если трубки крепятся в стальные трубные доски только вальцеванием, рекомендуемая максимальная температура в месте соединения при имеющемся материале трубок также приводится в табл. 4. За температу-

²Указания для оборудования, работающего под давлением.

ру трубного соединения принимается температура питательной воды на выходе из аппарата при указанных условиях эксплуатации. Сварные трубные соединения используются, когда температура колеблется от значений в третьем столбце табл. 4 до максимальных температур металла, указанных во втором столбце табл. 4.

Таблица 4

Максимальная температура металла трубок и узла крепления их в трубной доске

Материал трубок	Температура, °С	
	металла трубок	узла крепления трубок
Мышьяковистая латунь	204	177
Адмиралтейский сплав	232	177
Сплав МН 90–10	315	204
Сплав МН 80–20	371	232
Сплав МН 70–30 (отожженные трубки)	371	260
Сплав МН 70–30 (после отпуска)	427	260
Сплав НМ 70–30 (отожженные трубки)	482	288
Сплав НМ 70–30 (после отпуска)	427	288
Углеродистая сталь	427	343
Нержавеющая сталь	427	260

Минимальная толщина стенок трубок не должна быть меньше следующих величин (для U-образных труб минимальная толщина указана догиба) [11], мм:

углеродистая сталь	1,27
низколегированная сталь	1,27
медь и медные сплавы	1,2
никелевые сплавы	1,2
нержавеющая сталь (U-образные трубки)	0,9
нержавеющая сталь (прямые трубки)	0,7

В отношении компоновки трубного пучка общепринята треугольная разбивка трубок. По рекомендациям HEI [11] шаг трубок должен выбираться по максимальному значению из двух величин: ($d_{\text{нар}} + 4,76$) мм или $1,25 d_{\text{нар}}$.

Расчет подогревателей

Теплогидравлический расчет. Подогреватели системы регенеративного подогрева в общем случае имеют три взаимосвязанные зоны, различающиеся по физическим основам процессов теплообмена в них: зону охлаждения пара (ОП), зону конденсации пара (КП) и зону охлаждения конденсата (ОК). В зоне ОП теплообмен происходит между газом (водяным паром) и жидкостью (питательной водой), в зоне ОК — между конденсатом греющего пара и питательной водой, а в зоне КП — теплообмен при изменении фазового состояния пара. Очевидно, что интенсивность теплообмена и доля поверхности теплообмена в каждой из зон влияют на показатели эффективности всего теплообменного аппарата в целом, и эти факторы должны быть учтены при детальном расчете. Особенно сильно влияет на тепловую эффективность подогревателя наличие зоны снятия перегрева пара (ОП), в пределах которой температура пара снижается до температуры насыщения. Доля поверхности аппарата, приходящаяся на зону охлаждения пара, в зависимости от величины перегрева и других режимных условий может достигать до 30 %, вследствие чего пропорционально сокращается поверхность зоны массовой конденсации пара, а это существенно снижает эффективность подогревателя.

Целью теплогидравлического расчета подогревателей является определение конечных температур теплоносителей и коэффициента теплопередачи, характеризующего интенсивность процесса теплообмена в аппарате, а также величины гидравлического и парового сопротивления аппарата. Расчет горизонтальных и вертикальных подогревателей производится для каждой зоны теплообмена методом дифференцированного определения интенсивности теплоотдачи с водяной и паровой сторон аппарата.

Базовые зависимости для определения коэффициентов теплоотдачи для трубного и межтрубного теплоносителей общеизвестны и одинаковы как в отечественной, так и в зарубежной практике. В работах [4–6], [28–30] приводятся расчетные зависимости для вертикальных и горизонтальных трубок при различных режимах течения теплоносителей.

Средний для поверхности теплообмена коэффициент теплопередачи рассчитывается по уравнению

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{d_n}{2\lambda_{ст}} \ln \frac{d_n}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{п}}},$$

где α_v , $\alpha_{п}$ — коэффициенты теплоотдачи со стороны питательной воды и пара соответственно, Вт/(м²·К); $\lambda_{ст}$ — коэффициент теплопроводности материала трубок, Вт/(м·К).

Особое внимание при расчете отдельных зон и всего аппарата в целом уделяется определению величины среднелогарифмического температурного напора, который зависит от схемы взаимного течения теплоносителей в аппарате и от отклонения этой схемы от чистого противотока. В стандартах Института теплообмена США и ВЕАМА³ (British Electrotechnical and Allied Manufacturers Association) [11, 31, 32] для кожухотрубных теплообменников и поверхностных аппаратов системы регенерации приводятся графики для нахождения поправок и расчета среднелогарифмической разности температур.

При выполнении расчетов коэффициент теплопередачи, вычисленный по указанным зависимостям, уточняется с помощью некоторых эмпирических и расчетных поправок. Для спирально-коллекторных ПВД вводится поправка, учитывающая изгиб спиральных трубок [33]. Стандарты [11, 32] рекомендуют учитывать загрязнение с наружной и внутренней сторон трубок — величина термического сопротивления этих загрязнений составляет $3,5 \cdot 10^{-5}$ м²·К/кВт для внутренней стороны трубок и $5,3 \cdot 10^{-5}$ м²·К/кВт для наружной стороны трубок зон ОП и ОК при всех материалах трубок. Величину термического сопротивления с водяной стороны следует отнести к наружной поверхности трубок (т. е. умножить на отношение $d_{нар}/d_{вн}$).

Следует также учитывать протечки через зазоры между трубкой и перегородкой, застойные области в углах отсеков, образованные перегородками. При расчете коэффициента теплоотдачи со стороны пара в сальниковых подогревателях и ПНД, работающих под вакуумом, необходимо учитывать ухудшение теплоотдачи вследствие наличия в паре большого количества воздуха.

Стандарт [11] рекомендует также при расчете зоны ОП учитывать величину перегрева пара, только если она превышает 15,5 °С. В против-

³ Британская объединенная ассоциация производителей электротехнического и другого оборудования.

ном случае пар считается насыщенным. При расчете зоны охлаждения конденсата стандарт [11] рекомендует учитывать также и величину разности между температурой дренажного конденсата и температурой входящей питательной воды, так называемое «схождение» этих температур (DCA — drain cooling approach). Опытным установлено, что наиболее оптимальная величина этой разности составляет 5,6 °С. Для условий, когда эта разность меньше указанной величины, следует использовать выносной охладитель дренажа. Величина DCA, как и недогрев, обязательно задается в исходных данных при проектном расчете аппарата.

В конкретных случаях можно ввести поправки к коэффициентам теплоотдачи, если в конструкции аппарата применены какие-либо элементы, интенсифицирующие теплообмен, например профильные трубки или оребрение с внутренней или наружной стороны трубок.

В работах [4–6] приводится алгоритм расчета трехзонного подогревателя итерационным методом, когда предварительно задаются, а затем уточняются значения конечных температур теплоносителей до момента достижения ими требуемой точности (0,5 %). Сначала итерационный цикл выполняется внутри отдельной зоны, а затем по всему аппарату.

Расчет гидродинамических характеристик подогревателей также производится по базовым зависимостям для гидравлического сопротивления, приведенным в [4–6], [28–30]. Стандарты [11, 31, 32] содержат формулы, номограммы и графики для расчета потерь давления и рекомендации по скорости теплоносителей.

Для более детального расчета аппарата в целях получения полей скоростей и температур по трубному пучку необходим *позонный расчет*. Такой расчет производится на основе разбиения всей поверхности теплообмена на участки, на которых физические процессы и их основные характеристики носят достаточно стабилизированный характер; в пределах этих участков соблюдается постоянство схемы взаимного течения теплоносителей. Тепловой расчет каждого участка дает возможность получения более точных результатов, а средневзвешенные по всей поверхности аппарата интегральные характеристики должны давать значения, отражающие особенности физических процессов в аппарате в целом.

Определение поверхности зон ОП, КП и ОК и разбиение поверхности теплообменного аппарата на эти зоны производится исходя из параметров его работы (величины перегрева, давления пара, расхода теплоносителей и их температур), что, в свою очередь, опреде-

ляется, прежде всего, местом аппарата в схеме паротурбинной установки. Разделение трубного пучка на участки осуществляется с учетом конструкции аппарата и компоновки трубного пучка последовательно по ходам охлаждающей воды. Каждая промежуточная перегородка, через которую проходят трубки любого хода охлаждающей воды, отсекает от пучка количество участков, равное числу ходов охлаждающей воды. Таким образом, весь трубный пучок разбивается на N участков так, что $N = (n + 1)z$, где n — число промежуточных перегородок, не лежащих в одной плоскости; z — число ходов охлаждающей воды.

Определение принадлежности каждого участка к той или иной зоне поверхности теплообмена осуществляется по ходу парового потока таким образом, чтобы суммарная поверхность выбранной группы участков соответствовала поверхности зоны. Расчет характеристик теплообмена внутри отдельного участка поверхности теплообменного аппарата производится по приведенным выше зависимостям.

Дифференцированный расчет теплообмена позонным методом позволяет учесть не только влияние конструктивного выполнения поверхности теплообмена, компоновки трубного пучка, материала трубок и геометрии их профилирования, но и уточнить расчет, введя в рассмотрение дополнительные факторы, влияющие на процесс теплообмена, например гидравлическую проницаемость промежуточных перегородок.

Расчет теплообмена внутри каждого участка осуществляется итерационным методом до достижения требуемой точности, например 0,5 %. Выходные данные расчета предыдущего участка являются исходными данными для расчета последующего участка. Расход греющего пара на аппарат получается в первом цикле расчета путем суммирования количества пара, сконденсировавшегося во всех участках зоны КП, и затем уточняется в следующих циклах расчета. Таким образом, итерационный процесс осуществляется на двух уровнях — внутри каждого отдельного участка и по всему аппарату в целом.

Расчет на прочность. В стандартах HEI [11, 32] приводятся схемы нагрузок, формулы и номограммы для расчета усилий, толщины стенок корпуса, трубной доски, фланцев и других элементов конструкции подогревателей. При этом указанные стандарты не ограничивают использования и других методов расчета не только тепловых, но и прочностных характеристик, если имеются соответствующие лицензии на их применение или достоверность этих методов подтверждена практическим опытом.

Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса в расчетах по HEI [11, 32] определяются в соответствии с документом-кодек-

сом ASME/ASMT⁴, который издает Американское общество инженеров-механиков и который аналогичен российскому ГОСТу для сосудов, работающих под давлением.

В настоящее время в связи с быстрым развитием информационных технологий и мощностей вычислительных машин появляются возможности повышения точности производимых расчетов на прочность, а также ввода в расчет таких факторов, учет которых ранее был невозможен в связи со сложностью расчетных процедур. Развитие численных методов, прежде всего, метода конечных элементов, позволяет проводить прочностные расчеты теплообменных аппаратов с учетом деформаций и напряжений, возникающих в трубных системах и других элементах конструкции. Результатами расчета являются прогибы и напряжения в элементах конструкции аппарата.

Вибрационный расчет. Вибрация трубных систем подогревателей, как уже указывалось, приводит к нарушению герметичности соединения трубок с трубными досками, истиранию трубок в промежуточных перегородках, разрушению трубок вследствие их соударения в пролетах с большими длинами и обрыву трубок вблизи трубных досок аппаратов [18, 34]. Методики вибрационных расчетов трубных систем аппаратов за рубежом не регламентированы. В стандартах [11, 32] можно встретить лишь рекомендации для расстановки промежуточных перегородок.

Институт теплообмена США рекомендует [32], чтобы номинальное расстояние между промежуточными перегородками не превышало величин, указанных ниже.

Приведем максимальные рекомендуемые длины свободных пролетов, мм, для трубок подогревателей системы регенерации:

наружным диаметром 10 мм	711
13.....	914
16.....	1219
19.....	1372
22.....	1448
25.....	1524
32.....	1778
38.....	2032
51.....	2540

Особое внимание следует уделять U-образным гибам, чтобы избежать недопустимой вибрации трубки.

⁴Американское общество инженеров-механиков/Американское общество по испытаниям и материалам.

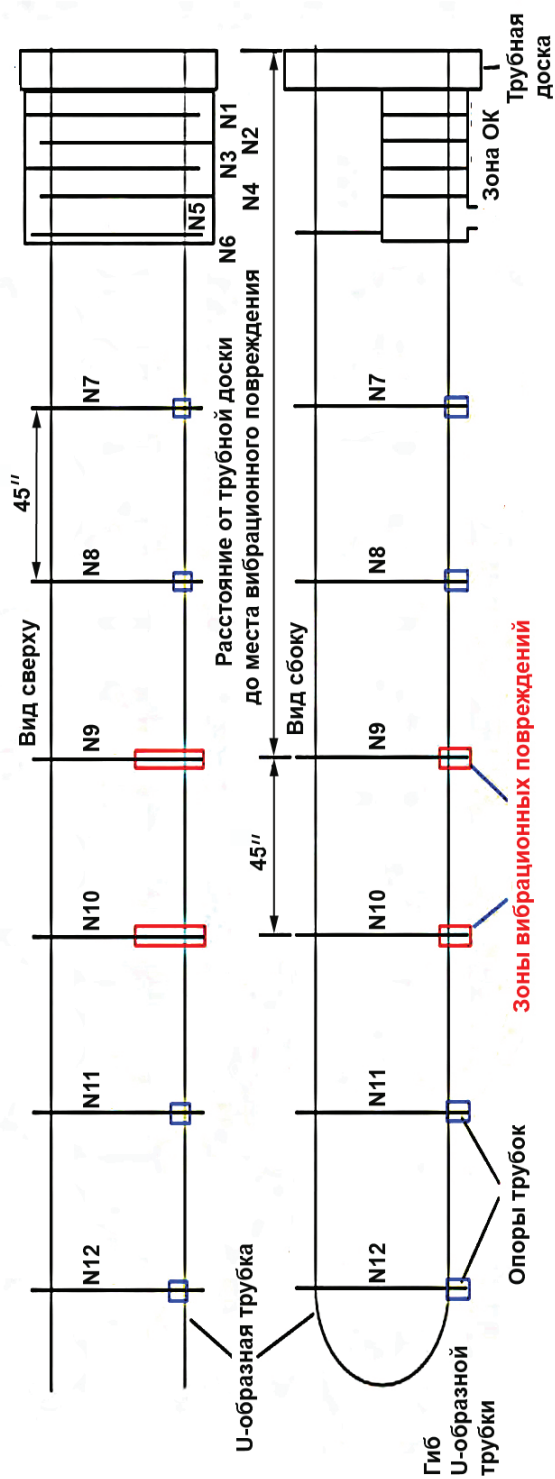


Рис. 30. Схема горизонтального подогревателя с отмеченными местами возможного возникновения опасных колебаний [18]

В американском стандарте [35] приводится упрощенная методика расчета собственных частот и амплитуд свободных пролетов U-образных трубок теплообменников, а также критической частоты наступления гидроупругой неустойчивости потока теплоносителя и вызванной этим явлением амплитуды колебаний трубки.

Однако в настоящее время разработан и активно применяется ряд САД-программ для расчета вибрационных характеристик [18]. На рис. 30 в качестве примера показана схема горизонтального подогревателя системы регенерации с U-образным трубным пучком, на которой красным цветом отмечены определенные расчетным путем опасные в отношении вибрации локации промежуточных перегородок.

В Российской Федерации имеется руководящий документ [36], в котором приведена методика вибрационного расчета, позволяющая оценивать параметры вибрации трубок — амплитуды и частоты, а также напряжения, возникающие в опорах (промежуточных перегородках) и посередине пролетов трубок. Руководствуясь этим документом, можно также рассчитать критическую скорость возникновения режима гидроупругой неустойчивости для сравнения со скоростью потока пара в узком сечении между трубками. По величине амплитуд и напряжений можно судить о надежности конструкции аппарата в части расстановки промежуточных перегородок и правильности выбора материала трубок, а также выявить необходимость и место установки дополнительных опор или связей в трубном пучке аппарата.

Отвод дренажа и контроль уровня конденсата в подогревателях

Существует множество схем отвода конденсата греющего пара из подогревателей (рис. 31). Наивысшую тепловую экономичность имеет схема отвода дренажа с подачей его сливным насосом в линию основного конденсата за подогревателем (рис. 31, *а*), поскольку в этом случае смешение конденсата из подогревателей с основным конденсатом турбин происходит при условиях, соответствующих наибольшему приближению к обратимому процессу смешения, т. е. при наименьшей разности температур [3]. Однако эта схема дорогая и сложная — она применяется на энергоблоках большой мощности. Экономична, но одинаково сложна схема с подкачкой дренажа в вышерасположенные подогреватели (рис. 31, *б*); в настоящее время эта схема применяется очень редко.

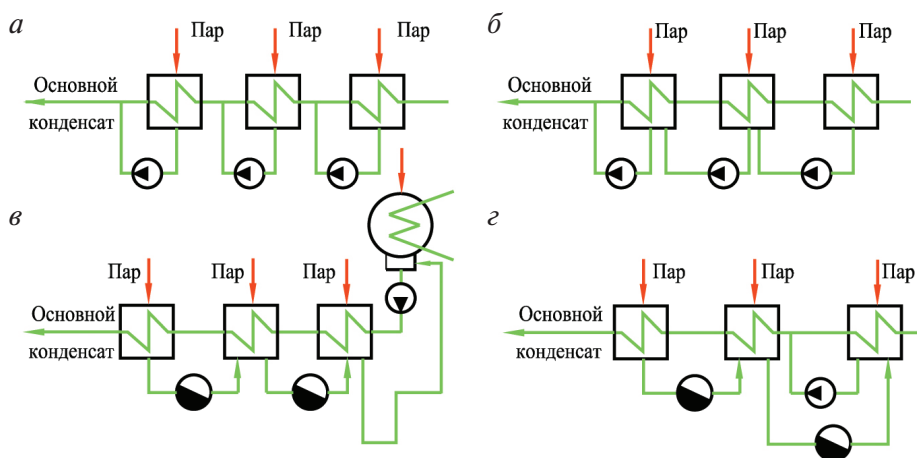


Рис. 31. Схемы отвода дренажа (конденсата греющего пара) из поверхностных регенеративных подогревателей [4]:

а — с дренажным насосом у каждого подогревателя и с подачей дренажа в линию основного конденсата за подогревателем; *б* — с подачей дренажа в подогреватели более высокого давления; *в* — каскадная; *г* — комбинированная

Наиболее простой и дешевой является каскадная, или гравитационная, схема отвода дренажа (рис. 31, в), в которой вообще нет дренажных насосов, а дренаж удаляется самотеком из подогревателя с более высоким давлением в подогреватель с более низким давлением. Дренаж из ПНД с самым низким давлением отводится в конденсатор турбины, а из ПВД — в деаэратор. Однако такая схема термодинамически менее экономична, чем предыдущие [3, 4]. Чтобы избежать протекания по дренажным линиям «пролетного» пара, на этих линиях устанавливают конденсатоотводчики, которые открываются при росте уровня дренажа в подогревателях. Комбинированная схема отвода дренажа (рис. 31, г) по тепловой эффективности и по сложности выполнения занимает промежуточное положение. На зарубежных электростанциях наиболее распространена гравитационная схема, а также встречается и комбинированная схема отвода конденсата.

Основное назначение *устройств регулирования уровня* конденсата в подогревателях питательной воды состоит в том, чтобы предотвращать попадание конденсата в трубопровод отборного пара и на лопатки турбины, а также затопление водой и повреждение элементов конструкции подогревателя. Заброс жидкости из подогревателя в турбину происходит в основном из-за проблем, возникающих во время ее пуска и останова. Однако подогреватели питательной воды также могут стать источником заброса воды в турбину в периоды эксплуатации при повреждениях трубок. Дополнительным источником воды является и каскадный слив дренажа. Высокий уровень конденсата затопливает трубки поверхности теплообмена и уменьшает теплопередачу, вызывая высокий недогрев, а низкий уровень может даже приводить к пропуску пара через аппарат без конденсации.

В подогревателях с зонами охлаждения дренажа предусмотрены регуляторы уровня для поддержания достаточной высоты над входом в зону охлаждения дренажей в дополнение к контролю высоких уровней от возможного попадания жидкости в турбину. Расположение и точная индикация уровня имеют решающее значение для предотвращения повреждения подогревателя и турбины.

Регулирование уровня воды очень важно в вертикальных подогревателях, особенно в тех, в которых имеются зоны перегрева пара. Может потребоваться больший диаметр корпуса или больший диапазон контроля уровня. Как правило, для компенсации низкой емкости конденсатосборника требуются более сложные системы контроля уровня. В отличие от горизонтальных подогревателей, которые имеют боль-



Рис. 32. Магнитный датчик типа Аугога с индикатором [37]

шую площадь поверхности на границе раздела фаз «конденсат-пар», для вертикальных корпусов подогревателей, которые в основном имеют меньшую площадь свободной поверхности в пределах границ поперечного сечения корпуса, может потребоваться демпфирующее отверстие в нижней уравнильной линии для увеличения эффективной емкости конденсатосборника. Демпфирующее отверстие сгладит эффект коротких быстрых колебаний уровня, но не повлияет на тренд изменения уровня. Таким образом, небольшая емкость вертикального подогревателя становится более эффективной. Емкость вертикального подогревателя также может быть увеличена путем увеличения диапазона регулирования уровня с минимального ± 51 мм до ± 76 или ± 102 мм или до необходимого для обеспечения стока конденсата [11].

Уровень конденсата в горизонтальном аппарате регулируется таким образом, чтобы при заполненной секции охлаждения конденсата трубки поверхности теплообмена, на которых происходит конденсация, не были затоплены конденсатом, что сокращает эффективную поверхность теплообмена и увеличивает недогрев в аппарате.

Значительные повреждения в подогревателях возникают в результате долговременных проблем с уровнем, которые остались незамеченными. Слишком низкий уровень и попадание пара в дренажный охладитель более низкого давления при возникновении там двухфазного потока может привести к серьезным повреждениям. Слишком высокий уровень не только ведет к потере эффективности, но и в результате вскипания жидкости может вызывать гидроудары.

Контроль и измерение уровня конденсата в подогревателях осуществляется с помощью датчиков уровня, работающих в составе соответствующей схемы. Кроме необходимой точности измерений приборы контроля уровня должны устойчиво работать при высоких температурах и давлениях в условиях дина-

мического воздействия теплоносителей. Широко применяются магнитные и электронные датчики.

Магнитные индикаторы уровня произвели революцию на мировом рынке визуальной индикации, предложив более безопасную и надежную альтернативу обычным стеклянным узлам (рис. 32). Комбинируя проверенный принцип плавучести и преимущества магнетизма, эти датчики могут быть настроены так, чтобы они подходили практически к любому вторичному устройству. Камера и магнитный поплавок производятся в различных материалах и для различных давлений среды.

Защита аппаратов системы регенерации от повышения уровня конденсата производится по двум уровням с помощью регуляторов. По достижении неаварийного уровня и при срабатывании защиты по данному уровню импульс подается в систему дистанционного управления, воздействующую непосредственно на клапан регулятора уровня. Подогреватель при этом не отключается, и с помощью задвижек увеличивается расход дренажа. При аварийном повышении уровня система отключает подогреватель. Для защиты от попадания пара и конденсата в проточную часть турбины на паропроводах отборов устанавливаются обратные клапаны, снабженные механизмом принудительного закрытия [5].

Для защиты турбины от попадания воды и защиты корпуса ПВД от разрушения в случае превышения уровня конденсата выше допустимого (в результате разрыва труб, появления свищей в местах сварки элементов трубной системы, резкого уменьшения количества отводимого конденсата и других причин) все подогреватели высокого давления оснащаются автоматической защитой. В качестве исполнительного органа защиты от повышения уровня используют автоматические устройства с быстродействующими впускными клапанами, отсекающими подачу питательной воды в ПВД и открывающими обвод ПВД (или группы ПВД). Помимо автоматических устройств с клапанами, в составе защиты используют отключающие задвижки на входе, выходе и обводе питательной воды группы ПВД и задвижки на подводе греющего пара. Эти задвижки оборудуют электроприводом. На электростанциях с поперечными связями в качестве обвода ПВД допускается использовать общий обвод (холодную нитку питания) нескольких параллельных групп ПВД.

Эксплуатация подогревателей высокого давления (ПВД) при отсутствии или неисправности элементов защит и регуляторов уровня запрещается. При наличии группового аварийного обвода запрещается

ется эксплуатация всей группы ПВД при отсутствии или неисправности элементов защит и регуляторов уровня хотя бы на одном из ПВД, а также при отключении по пару любого ПВД.

Подогреватель высокого давления или группа ПВД должны быть немедленно отключены при неисправности защиты или клапанов регулятора уровня (КРУ). При неисправном состоянии каких-либо других (кроме КРУ) элементов системы автоматического регулирования уровня и невозможности быстрого устранения дефекта на работающем оборудовании подогреватель (или группа ПВД) должен быть выведен из работы в срок, определяемый техническим руководителем энергообъекта.

Система регулирования уровня должна быстро реагировать на его изменение, воздействуя на степень открытия регулирующего клапана на линии слива дренажа (конденсата греющего пара). При небольших повреждениях в трубной системе и запасах по проходному сечению сливных клапанов повышения уровня может и не произойти. Но для исключения последствий разгерметизации ПВД, если персонал обнаружил изменение в количестве сливаемого конденсата (по степени открытия клапана), ПВД следует отключить в целях проверки герметичности и проведения при необходимости ремонта аппарата.

В большинстве тепловых схем отечественных турбин включение ПВД выполняется групповым, т. е. в схеме есть один аварийно-ремонтный байпасный трубопровод питательной воды с впускным и обратным клапанами на два, чаще три подогревателя; линии связи между аппаратами по питательной воде, конденсату греющего пара и неконденсирующимся газам не имеют запорной арматуры. В такой схеме при необходимости вывести один ПВД из работы должна быть отключена вся группа. Закрытие задвижки на подводе пара к одному из ПВД запрещается, потому что поступление в такой теплообменник конденсата из соседних ПВД может привести к его переполнению и срабатыванию защит. Кроме того, на отключенном по пару аппарате могут оказаться неработоспособными первичные приборы (датчики) системы защит. Однако в отдельных случаях (например, при глубоких разгрузках) при необходимости отключения по пару одного из ПВД, если тепловая схема позволяет изолировать этот аппарат от других, входящих в группу, при условии проведения дополнительных мероприятий, за счет которых работоспособность системы не ухудшается, такое отключение допустимо [5].

Удаление неконденсирующихся газов

При конденсации греющего пара в подогревателе выделяются неконденсирующиеся газы, растворенные в паре. Если их не удалять, они быстро сконцентрируются около теплообменной поверхности и ухудшат тепловые характеристики подогревателя. Эффективная схема удаления неконденсирующихся газов позволяет не только поддерживать высокий уровень теплообмена в аппарате, но и существенно уменьшить коррозию его внутренних частей, улучшить дегазацию и снизить переохлаждение конденсата, а также предотвратить попадание окислов меди и железа в тракт питательной воды. Особое значение эффективное удаление неконденсирующихся газов имеет для горизонтальных подогревателей, так как воздушные карманы (застойные зоны) в них могут образовываться под перегородками, а также для вакуумных ПНД.

Для того чтобы удалять неконденсирующиеся газы, в конструкции подогревателей предусматриваются различные схемы и устройства для отвода неконденсирующихся газов (рис. 33, 34). В основном приведенные схемы направлены на более тщательную организацию отсосов неконденсирующихся газов из нижней части корпуса: с помощью выделения специальной зоны (штуцеры 2, 4, 6) для сбора и отсоса газов с помощью внутреннего 7 или внешнего 1 кольцевых коллекторов; прямой горизонтальной трубы 3, расположенной внутри трубного пучка, а также внутреннего

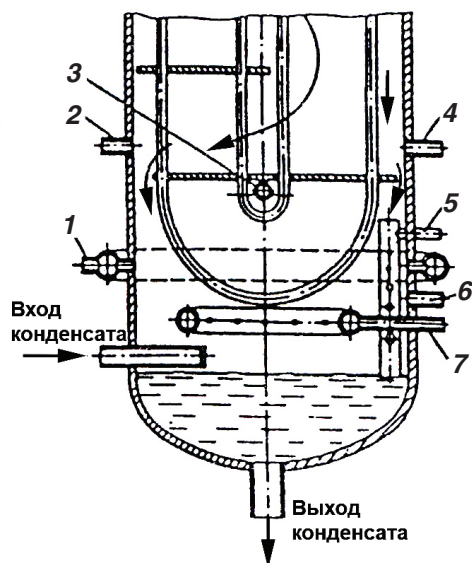


Рис. 33. Различные варианты схем отвода воздуха из корпуса подогревателя [38]

вертикального коллектора 5 с переменным сечением отверстий по высоте [38]. Внутренний вентиляционный коллектор проходит по всей длине подогревателя и соединен с конденсатором. В критических точках подогревателя, в которых могут скапливаться неконденсирующиеся газы, вентиляционный коллектор имеет отверстия, через которые газы поступают в коллектор и отводятся из подогревателя в конденсатор.

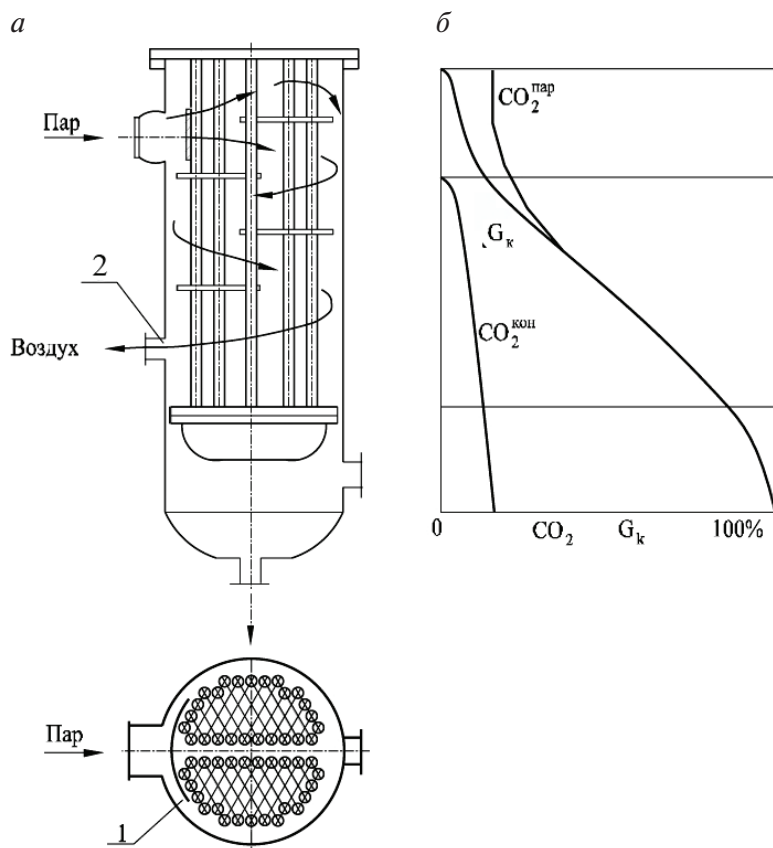


Рис. 34. Траектория парового потока (а) и изменение концентрации газов (б) по высоте аппарата до модернизации [5]:

1 — паротбойный щит; 2 — патрубок отвода газов; G_k — расход конденсата;
 $\text{CO}_2^{\text{пар}}$, $\text{CO}_2^{\text{кон}}$ — концентрация CO_2 в паре и конденсате соответственно

Линия отвода неконденсирующихся газов из подогревателя питательной воды всегда остается открытой, когда подогреватель находится в эксплуатации. Иногда, если в процессе эксплуатации выявляется недостаточно эффективное удаление неконденсирующихся газов, устанавливаются дополнительные наружные или внутренние кольцевые коллекторы.

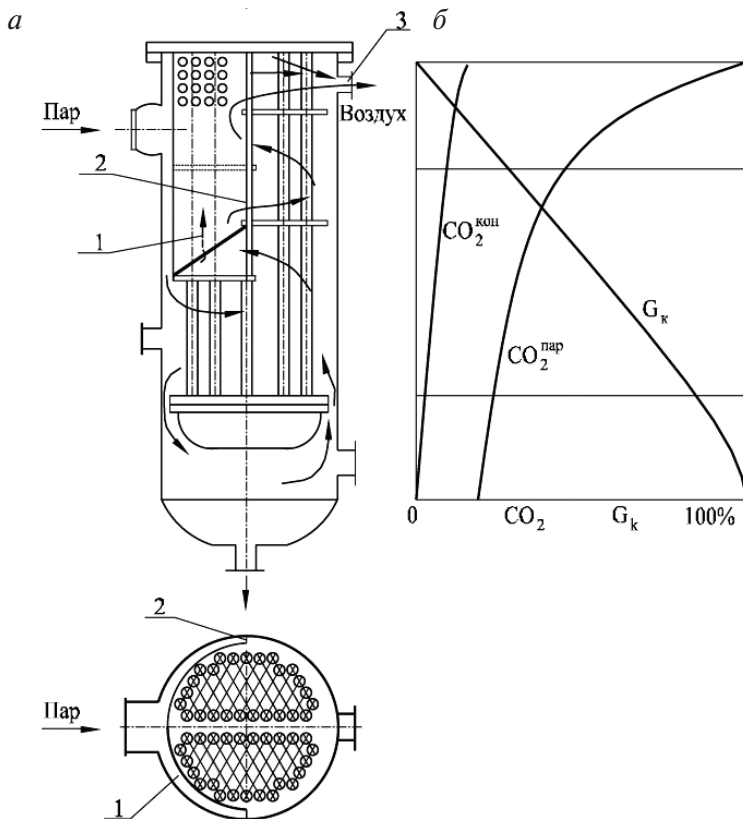


Рис. 34а. Траектория парового потока (а) и изменение концентрации газов (б) по высоте аппарата после модернизации [5]:

1 — паротбойный щит; 2 — вертикальные перегородки; 3 — патрубок отвода газов; G_k — расход конденсата; $CO_2^{\text{пар}}$, $CO_2^{\text{кон}}$ — концентрация CO_2 в паре и конденсате соответственно

Каждый подогреватель снабжен также пусковой вентиляционной линией, которая заканчивается запорным клапаном, открывающимся для выпуска удаляемых из подогревателя в атмосферу газов перед вводом аппарата в эксплуатацию. Этот клапан остается закрытым во время нормальной работы.

Для того чтобы улучшить работу системы вентиляции, изменяют схему течения парогазовой смеси при модернизации аппаратов [5]. Для этого схема омывания паром трубного пучка в теплообменнике изменяется следующим образом (рис. 34а): весь пар с малой концентрацией агрессивных газов с помощью специального паротбойного щита 1 и вертикальных перегородок 2 направляется в нижнюю часть трубного пучка, в зону наибольшего количества конденсата; затем пар движется снизу вверх противотоком стекающему конденсату, а от-

сос неконденсирующихся газов осуществляется из самой верхней части пучка. Патрубок отсоса газов 3 перенесен вверх, под трубную доску. Вдоль восходящего потока пара и его конденсации концентрация неконденсирующихся газов увеличивается. В верхней части пучка, в зоне отсоса газов, их концентрация достигает наибольшей величины.

Обеспечение противоточного принципа движения пара и конденсата в этой схеме позволяет добиться более высокого нагрева конденсата и его дегазации на большей части поверхности трубного пучка. Таким образом, значительная часть поверхности трубного пучка и корпуса теплообменника при новой схеме движения пара омывается конденсатом, значительно менее зараженным свободной углекислотой, что снижает коррозию внутренних элементов и предотвращает вынос железа и меди в питательную воду.

Неисправности подогревателей и отказы в эксплуатации

По данным НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова, нормативный срок службы аппаратов системы регенерации турбин составляет 30 лет. Однако для большинства подогревателей питательной воды характерна существенно меньшая реальная наработка до истощения ресурса по сравнению с нормативными сроками службы. Исследование EPRI [39], в котором изучалась частота и причины повреждений почти 200 подогревателей высокого давления на 51 электростанции (35 в США и 16 в Европе), подтвердило, что U-образные подогреватели турбин, работающих на энергоблоках со сверхкритическими параметрами, обычно имеют срок службы 10–15 лет и должны заменяться в среднем до трех раз в 40-летнем периоде эксплуатации.

Неисправности и отказы теплообменных аппаратов системы регенерации вызываются следующими основными причинами:

- конструктивными недостатками (несовершенство системы подвода пара, большое гидравлическое сопротивление пароохладителя и т. д.);
- технологическими дефектами (непровары соединений, отсутствие герметичности в разъемах и т. д.);
- низким качеством трубок поверхности теплообмена (особенно из медных сплавов);
- дефектами монтажа;
- нарушением правил эксплуатации.

Основными механизмами повреждений элементов конструкции подогревателей являются вибрация и коррозия (эрозия). Опыт многолетней эксплуатации теплообменных аппаратов, установленных в тепловых схемах отечественных паровых турбин, выявил ряд характерных дефектов [33, 40, 41].

Наиболее уязвимым элементом конструкции подогревателей системы регенерации является их трубная система. Эрозионные разрушения

трубок ПВД и ПНД, а также спиралей ПВД являются следствием динамического воздействия теплоносителей при повышенной скорости их течения. Разрушаются и входные участки трубок от ударного воздействия питательной воды. Дефекты могут быть следствием нарушений правил эксплуатации подогревателей. Так, прогрев со скоростью выше допустимой может привести к образованию трещин в элементах трубной системы. Нарушения водного режима вызывают коррозионные повреждения. При отключении ПВД по воде и поступлении пара в паровое пространство (из-за отказа арматуры на паропроводах отборов) в замкнутом водяном объеме трубной системы может возникнуть давление выше допустимого, что приведет к массовому повреждению труб. Наиболее частыми дефектами коллекторной системы являются некачественные сварные соединения. Разрыв их при работе может быть причиной серьезной аварии — разрушения или разгерметизации корпуса подогревателя. Достаточно часто требуют ремонта сварные и фланцевые соединения подогревателей высокого и низкого давления.

Повреждения трубной системы аппаратов

Недостаточная жесткость закрепления трубок в трубных пучках (из-за относительно больших свободных пролетов между перегородками, а также значительных положительных допусков на диаметры отверстий в промежуточных перегородках) приводит к тому, что при больших скоростях и неравномерном распределении парового потока возникает вибрация трубок. В результате происходит их истирание при соприкосновении друг с другом или с промежуточными перегородками, приводящее в дальнейшем к утонению и разрыву трубок (рис. 35). Истирание поверхности трубок иногда отмечается на четырех — шести их образующих, что указывает на изменяющиеся условия колебаний (вибрации) и поочередное соприкосновение середин больших пролетов трубки с соседними трубками.

Обрыв трубок у трубной доски чаще всего происходит из-за их перерыва, эрозионного износа и явления усталости, вызываемой вибрацией трубок под действием набегающего потока пара.

Пониженная жесткость гибов U- или П-образных трубок также приводит к значительному взаимному истиранию. Износ гибов трубок происходит вследствие соприкосновения трубок, трения об ограждающие листы кожуха и демпфирующие вставки, расположенные между гибок для повышения их жесткости.

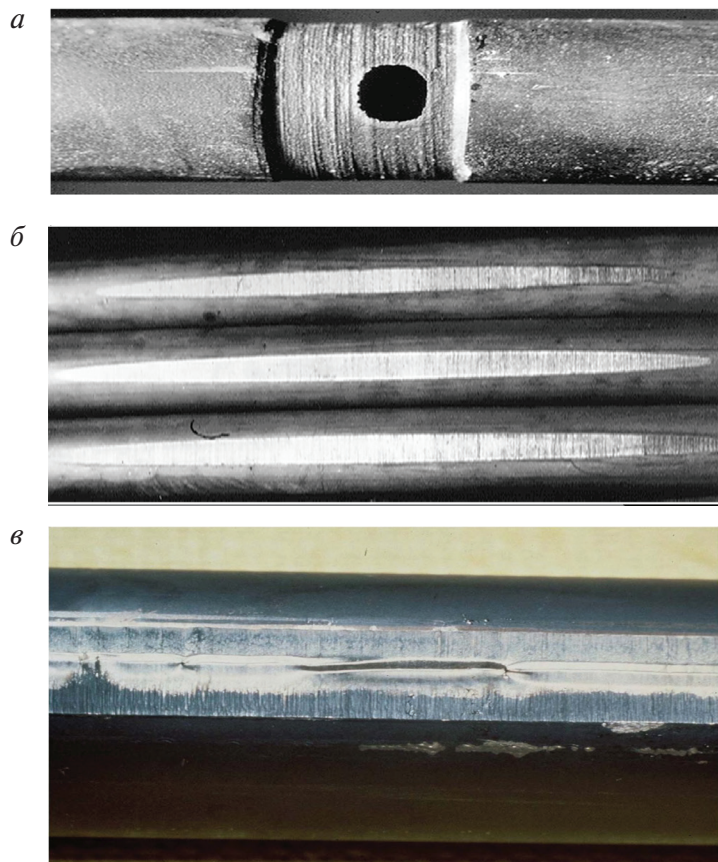


Рис. 35. Вибрационные повреждения трубок [18]:

а — истирание трубки в промежуточной перегородке; *б, в* — истирание и разрушение трубки при соударениях

Эрозионный износ с внутренней стороны входных и выходных участков латунных трубок встречается преимущественно в ПНД, устанавливаемых в схеме последними по ходу воды. Наибольшему износу подвержены входные участки трубок в зоне последнего хода воды. Стенки трубок утоняются до 0,3—0,5 мм от исходной толщины 0,8—1,0 мм, после чего происходит их разрыв вблизи трубной доски. Максимальная степень утонения стенок трубок наблюдается на участке в 300—400 мм от верхней плоскости трубной доски. При этом выступающая над ней часть трубок — «колокольчик» — бывает полностью разрушена и наблюдаются следы эрозионного износа трубной доски.

В ПВД имеет место коррозионно-эрозионный износ входных участков спиралей, а также наружной и внутренней их поверхности, что

дает наибольший процент отключений ПВД. Безопасная скорость воды в спиральных элементах составляет примерно 1,8 м/с, что, однако, не предотвращает ударную коррозию в коллекторных ПВД из-за неравномерного распределения воды по спиралям.

В ряде случаев имеет место потеря герметичности трубного пучка аппаратов вследствие размыва пробок, отглушающих поврежденные трубки. Обычно в качестве заглушек применяются стальные конические пробки. При недостаточной герметизации зазора между пробкой и трубкой происходит интенсивный размыв пробки. Причиной такого разрушения пробки является, как правило, неудачный выбор соотношения между большим и меньшим диаметром пробки и ее длиной.

Несвоевременное отключение подогревателя при повреждении одной-двух трубок приводит к тому, что истекающая с большой скоростью из поврежденной трубки струя воды вызывает эрозионное разрушение соседних трубок.

Возникновение опасных для надежности трубных пучков скоростей пара может произойти из-за тепловой перегрузки при выводе в ремонт одного или двух предшествующих по ходу воды подогревателей, например ПНД.

В зоне охлаждения пара ПВД имеет место эрозия наружной поверхности змеевиков от воздействия капель конденсата, особенно на АЭС, где ПВД работают на влажном паре.

Повреждения трубной доски

Эрозионное повреждение поверхности трубной доски (глубиной до 4—5 мм) с паровой стороны в районе расположения трубок первого хода воды вызывается повышенными скоростями греющего пара и срывом потока конденсата с поверхности трубной доски и прилегающих к ней участков трубок.

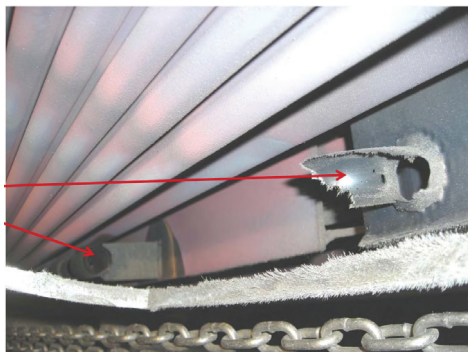
Повреждения корпуса аппарата

Эрозионный износ внутренней стенки корпуса подогревателя (ПНД и ПВД) возникает вследствие воздействия части потока греющего пара, движущегося с большой скоростью в зазоре между корпусом подогревателя и трубным пучком. Глубина такого износа может достигать 3—4 мм. Разрушение чаще всего начинается в местах с минимальным зазором между корпусом подогревателя и крайними трубками, т. е. там, где скорости пара максимальные.

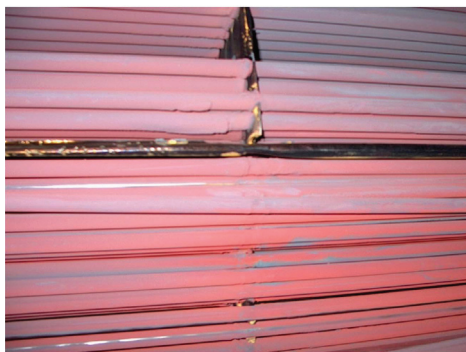
Повреждения каркаса трубной системы и промежуточных перегородок

Эрозионное повреждение элементов каркаса трубной системы ПНД происходит из-за воздействия потока влажного пара при его движении в нижнюю часть подогревателя через зазор между швеллерами и корпусом (рис. 36).

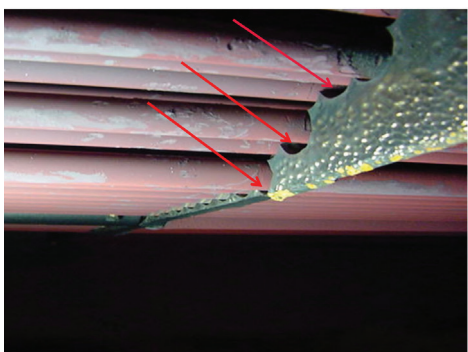
а



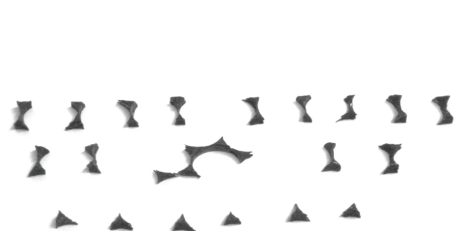
б



в



г



д



Рис. 36. Эрозионные и коррозионные повреждения элементов конструкции [18]:

а — коррозионное разрушение вентиляционного коллектора; б — разрушение элементов каркаса аппарата; в — повреждения промежуточной перегородки; г — фрагменты разрушенных промежуточных перегородок; д — разрушение входных участков трубок

Высокие скорости пара на входе в трубный пучок во многих типах подогревателей вызывают эрозионное разрушение первой направляющей перегородки. Обычно разрушается край перегородки, при этом зона повреждения захватывает два-три первых ряда отверстий. В отдельных случаях перегородки утоняются с 12 до 4 мм, «мостики» между соседними отверстиями полностью разрушаются, отверстия для прохода трубок в этих местах размываются с 16,2 мм до 22—24 мм. Все это приводит к местным нарушениям жесткости трубного пучка и увеличению амплитуды вибрации трубок (см. рис. 36).

Повреждения водяных камер аппарата

В ПВД камерного типа часто имеют место повреждения в водяных камерах. Здесь наряду с эрозией разделительной перегородки часто встречаются трещины в сварных швах, соединяющих водяную камеру с трубной доской и штуцерами, трубную доску и корпус и т. д.

Распространенной причиной повреждения трубок в подогревателях питательной воды является неправильный контроль уровня конденсата в корпусе, что влечет за собой затраты на эксплуатацию и техническое обслуживание и может привести к преждевременной замене аппарата. Поддержание правильного уровня в подогревателе предотвращает повреждения элементов конструкции охладителя дренажа и сохраняет высокую эффективность теплопередачи в аппарате.

Прямое динамическое воздействие потока пара на внутренние элементы подогревателя приводит к паровой эрозии, растрескиванию и способствует скоротечной коррозии, которая возникает при высокой скорости пара и при наличии неконденсирующихся газов. Особенно сильно коррозии подвержены элементы охладителя дренажа.

Для предотвращения коррозии и эрозии элементов конструкции при эксплуатации подогревателей системы регенерации необходимо поддерживать безопасные значения скорости теплоносителей, температуры, содержания кислорода, уровня хлоридов и водородного показателя — индекса рН. Величина рН характеризует концентрацию ионов водорода в растворах, т. е. степень кислотности раствора. Оптимальный уровень рН, необходимый для контроля проблем с материалами трубок на основе меди, не совпадает с тем, который требуется для углеродистой стали. Например, сплавы из углеродистой стали требуют рН около 9,5, в то время как соответствующий рН для материалов на основе меди составляет 8,8—9,0. В смешанной системе будет выбран компромиссный уровень рН, обычно в диапазоне 9,2. Если

трубки из нержавеющей стали используются с трубками из углеродистой стали, часто поддерживается рН 9,5 [11].

Для исключения опасных колебаний трубок, особенно в зоне гибов с большими радиусами, устанавливаются дополнительные опоры-скрепы (рис. 37).

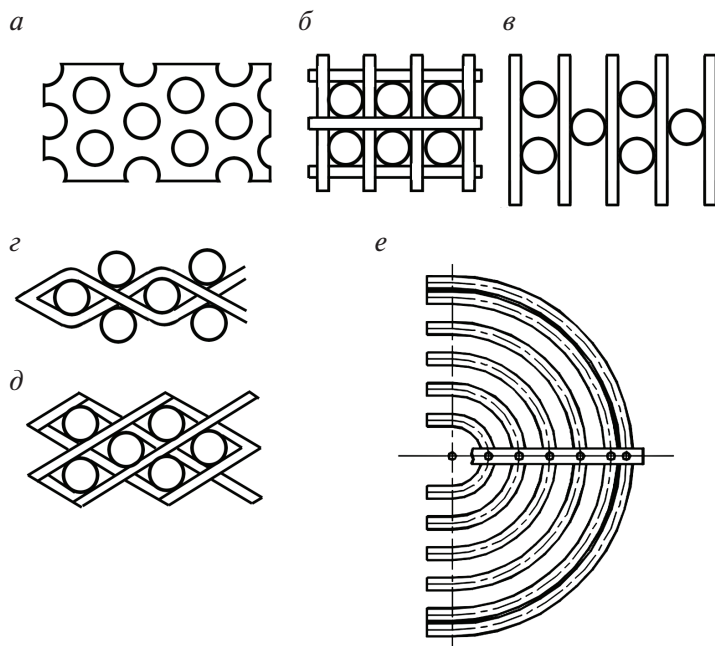


Рис. 37. Скрепы и связки для установки на гيبة U-образных трубок [42]:
а — фестонная пластина; *б* — подвижная решетка; *в* — плоские проставки; *г*, *д* — связки;
е — гيبة U-образного пучка с установленными антивибрационными элементами

Авторами [4—6], [40] разработан и реализован способ повышения вибронадежности за счет установки специальных демпфирующих поясов. Пояса представляют собой двухрядную металлическую ленточную обвязку смежных рядов трубок (рис. 38). В тех случаях, когда требуется повысить вибронадежность собранного пучка трубок, демпфирующие пояса устанавливаются на периферийные ряды трубок, наиболее подверженные вибрационным повреждениям. При перенабивке трубного пучка пояса могут быть установлены на все трубки аппарата. Как правило, пояса устанавливаются в пролетах максимальной длины, а для аппаратов с U-образными трубками — также в области U-образного ггиба. Достоинствами предложенного способа являются простота, незначительные трудоемкость и стоимость, высокая демп-

фирующая способность, возможность регулирования натяга ленты при ревизиях аппарата. Практическое внедрение этого способа показало его высокую эффективность для повышения вибронадежности трубных пучков. Определение мест установки демпфирующих поясов выполняется на основе вибрационных расчетов в целях обеспечения достаточной отстройки частот собственных колебаний от кинематической частоты возбуждения 50 Гц.

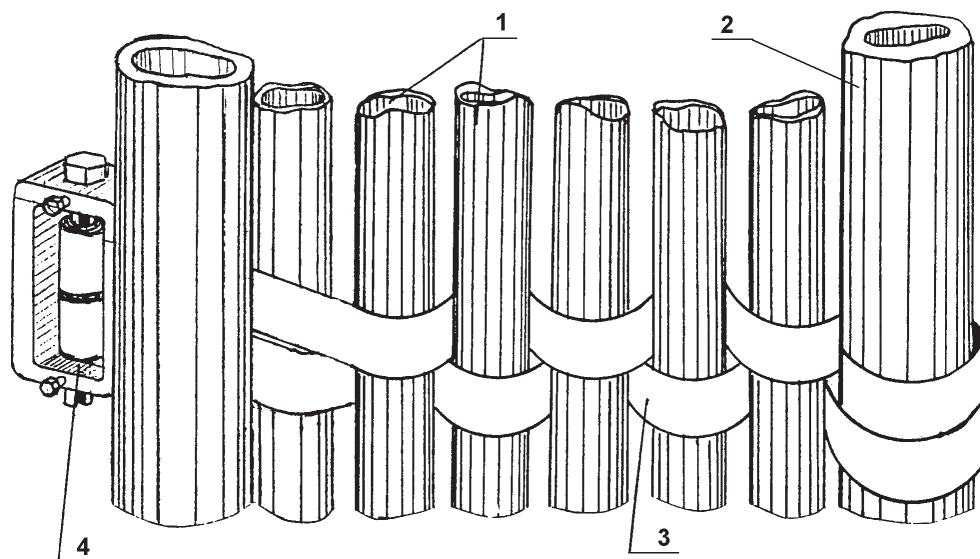


Рис. 38. Схема установки демпфирующих поясов на периферийные трубки пучка [6]:

1 — трубки, 2 — каркасная труба, 3 — лента, 4 — зажим

На рис. 39 показан трубный пучок с установленными на гйбе связками.

Расстановка опор (промежуточных перегородок) трубок представляет собой сложную проблему, которая требует изучения. Американскому Институту теплообмена не удалось установить окончательные критерии расчета длины пролетов для всех конкретных конструкций. Как минимальное требование, согласно [11], перегородки должны быть расположены таким образом, чтобы длины свободного пролета трубок не превышали 1219 мм для трубок с наружным диаметром 16 мм, 1372 мм — для трубок с наружным диаметром 19 мм, 1448 мм — для 22 мм и 1524 мм — для трубок с наружным диаметром 25 мм (см. с. 51). Каждая прямая ветвь всех U-образных гибов в зоне конденсации должна иметь опору на расстоянии в пределах 203 мм от точки перехода к гйбу.

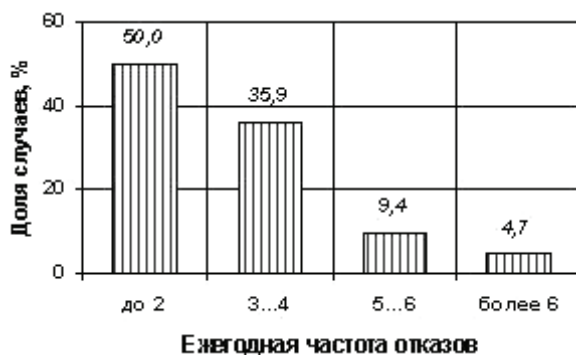


Рис. 39. Трубный пучок подогревателя питательной воды с установленными скрепами [27]

Особенностью повреждаемости ПНД является то, что в ПНД дефектные трубы могут быть локализованы в одной зоне (одном ходе по водяной стороне) трубного пучка. Источником такой локализации может быть, например, узел сброса конденсата с вышестоящего по давлению пара подогревателя, узел входа пара в подогреватель, периферийные ряды трубок и др. В случае, когда отглушаются трубки в пределах одного хода по водяной стороне, даже при небольшой доле отглушенных трубок, значительно увеличивается гидравлическое сопротивление аппарата и ПНД не может выполнять своей основной функции. На рис. 40 в качестве примера представлены усредненные показатели безотказности работы ПНД в виде распределения доли случаев в зависимости от ежегодной частоты отказов, а также уровень ремонтпригодности в виде усредненных показателей времени восстановления работоспособности ПНД после обнаружения в них отказов. Необходимо отметить, что причинами большинства отказов являлись повреждения трубных систем аппаратов. Для ПНД повреждения трубок при налаженной схеме аварийной защиты, как правило, не приводят к катастрофическим последствиям [40].

Большинство повреждений и нарушений в работе ПНД — почти 80 % — устраняются относительно быстро: в течение первых 15 часов после их обнаружения. Более серьезные отказы, требующие для устранения большего времени, имеют несравнимо меньшую долю. Это показывает достаточно высокий уровень ремонтпригодности трубных систем таких аппаратов.

а



б



Рис. 40. Показатели интенсивности отказов (а) и ремонтпригодности (б) подогревателей низкого давления [34]

Условия работы трубок подогревателей высокого давления настолько напряженные, что любые нарушения режима работы, дефекты изготовления и монтажа аппарата весьма сильно отражаются на состоянии трубок поверхности теплообмена или труб змеевиковых спиралей и коллекторов. Поэтому ремонтпригодность ПВД является самой низкой из всех аппаратов тепловой схемы турбоустановки, а ресурс вертикальных коллекторных ПВД определяется выходом из строя его коллекторов.

В качестве примера на рис. 41 представлено распределение доли замененных спиралей (n) по зонам аппарата и отдельным ПВД от общего количества спиралей (N) в конкретной зоне или аппарате в целом на основе данных, собранных на 16 ПТУ Сургутской ГРЭС-1.

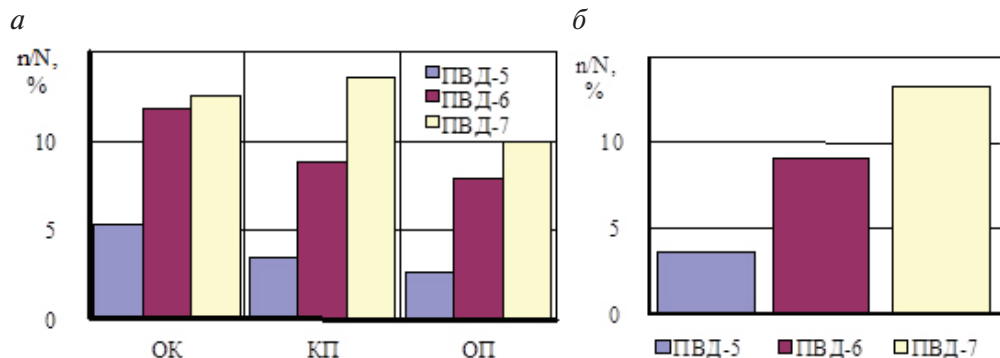


Рис. 41. Распределение по зонам аппарата замененных спиралей (а) и отдельным ПВД (б) [34]:

ОК — зона охлаждения конденсата; КП — зона конденсации пара;
ОП — зона охлаждения пара

Наибольшая доля вышедших из строя спиралей для ПВД-5 и 6 приходится на зону охлаждения конденсата (ОК), что связано, возможно, с неудовлетворительной работой узла отвода конденсата греющего пара с вышестоящего подогревателя. В ПВД-7 наибольшая доля поврежденных спиралей приходится на зону конденсации пара (КП). Наибольшее количество поврежденных спиралей приходится на ПВД-7, что, по-видимому, определяется повышенными параметрами пара в этом подогревателе [40].

.....

Ремонт и техническое обслуживание подогревателей

Ремонт подогревателей системы подогрева питательной воды производится для восстановления исправности или работоспособности аппаратов и восстановления ресурса аппарата и его составных частей. В процессе ремонта производится устранение неисправностей и восстановление соответствия аппарата техническим требованиям к нему. Для этого требуется выявить, заменить или исправить дефектные детали, устранить ошибки сборки и т. д. Дефекты выявляют перед выводом аппарата в ремонт (предварительная дефектация), а также в процессе разборки аппарата (поузловая и подетальная дефектация). Значительное количество деталей и сборочных единиц проверяются визуальным осмотром, при котором фиксируется состояние рабочих поверхностей, наличие трещин, следов коррозии и т. д. Особая роль отводится контролю процесса сборки и герметичности аппаратов. Ответственной операцией является контроль качества сварных швов. Все ремонтные операции сопровождаются проверкой размеров деталей и отклонений их формы [41].

В зарубежной практике чаще всего фирмы-изготовители теплообменного оборудования выполняют также и техническое обслуживание, и ремонт подогревателей, иногда прямо на месте их эксплуатации. Существуют также компании, например American Exchanger Services, Inc., специализирующиеся на услугах по модернизации подогревателей питательной воды, аварийному ремонту и диагностике. С помощью специального оборудования (вихретокового, ультразвукового), магнитодефектоскопии, цветной дефектоскопии, гидростатического и бороскопического (эндоскопического) контроля определяется точное местоположение дефектов, характер и серьезность имеющихся проблем [43]. Имея в распоряжении данные диагностирования, ком-

пания, занимающаяся ремонтом, может дать рекомендации относительно экономически эффективных вариантов исправления дефектов и восстановления аппаратов. На месте установки подогревателя такие компании выполняют сварку труб взрывом, полную или частичную модернизацию, неразрушающий контроль различными методами, индивидуальные гидроиспытания, а также демонтаж и установку новых аппаратов под ключ.

В РФ ремонт теплообменных аппаратов производят организации, специализированные для ремонта обширной номенклатуры оборудования электростанций, такие как, например, АО «Уралэнергоремонт» (г. Екатеринбург). Иногда подразделения таких организаций базируются непосредственно на территории ТЭС.

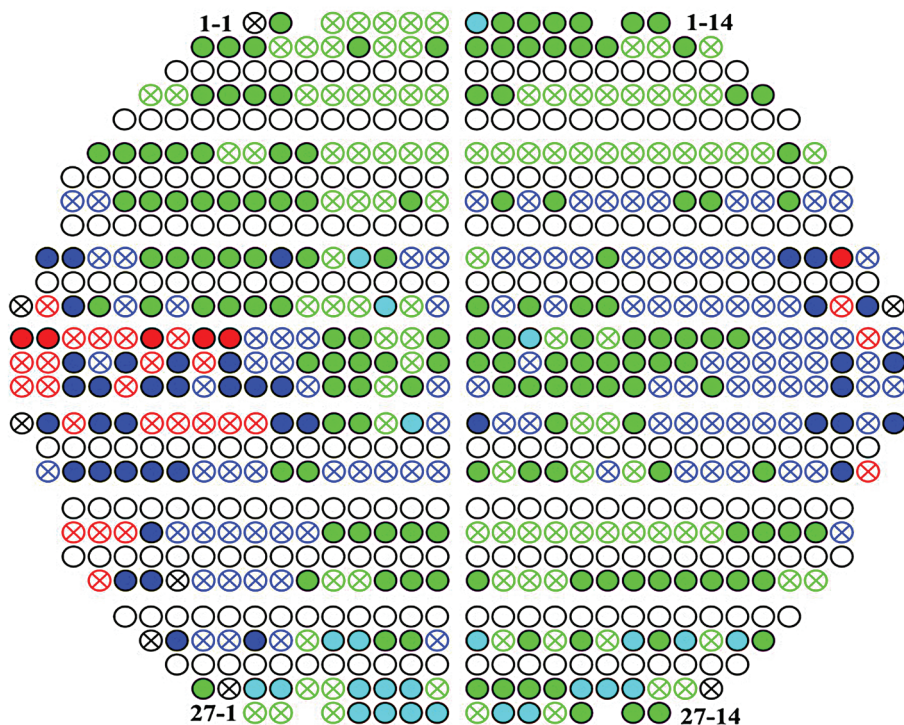
Ремонту предшествует разборка аппарата, при которой производится снятие крышек водяных камер или демонтаж водяной камеры целиком. Для этого необходимо разболтить фланцевое соединение или произвести разрез по сварному соединению диафрагмы корпуса ПВД. Стандарт [11] уделяет большое внимание обеспечению доступа к трубной доске и трубному пучку подогревателей питательной воды, регламентируя размеры люков, конструкции водяных камер и организацию разделения потоков в них. После демонтажа водяных камер вынимается трубный пучок (или колонна спиральных змеевиков) для выполнения ремонтных операций.

Дефектные трубки подвальцовываются в случае нарушения вальцованного соединения или отглушаются с обоих концов медными или железными пробками с небольшим конусом. Для предотвращения размывания пробок зарубежные компании применяют их никелирование. Новые технологии, применяемые за рубежом, позволяют оперативно подключать неисправные или протекающие трубки к специальному устройству с роботизированной рукой для установки заглушек. Иногда заглушки устанавливаются с помощью взрыва. Местоположение отглушенных трубок должно вноситься в формуляр трубного пучка (рис. 42), где также отмечаются трубки с потерей толщины стенки [44].

Для диагностирования остаточной толщины стенки трубок используются установки типа IRIS 9000 [45]. Оценка толщины стенки в такой установке производится ультразвуковым иммерсионным методом.

Не следует допускать значительного сокращения поверхности нагрева подогревателей вследствие заглушения трубок, так как это вызывает повышение гидравлического сопротивления подогревателей и недогрева конденсата. Если число заглушенных трубок достигает ве-

личины, при которой поверхность нагрева подогревателя уменьшится больше чем на 10 %, производится капитальный ремонт подогревателя с полной заменой всех трубок новыми [41]. Среднее значение доли заглушенных трубок (10 %) определено на основе технико-экономического анализа потерь при работе турбины с теплообменником, имеющим уменьшенную поверхность теплообмена, в период нормальной эксплуатации аппарата, когда интенсивность отказов трубок невелика и постоянна с течением времени. Однако в период истощения ресурса интенсивность отказов трубок резко увеличивается, что требует скорейшего ремонта аппарата с заменой трубной системы. Указанный период может начаться при заглушении гораздо меньшего числа трубок — 3...5 % от общего их количества.



Потеря толщины стенки, %

- | | | |
|----------------|----------------|-------------------------|
| ● 3%, 25 тр. | ⊗ 15%, 109 тр. | ● 1%, 6 тр. |
| ⊗ 14%, 103 тр. | ● 6%, 42 тр. | ⊗ 1%, 6 тр. отгл. ранее |
| ● 20%, 148 тр. | ⊗ 3%, 25 тр. | ○ 0% - недоступные |

Рис. 42. Формуляр трубного пучка [44]

Трубки подлежат полной замене при значительном общем эрозионном и коррозионном износе, а также при других дефектах трубок, вызывающих частые выходы подогревателей из строя. Ремонт коллекторной системы и змеевиков вертикальных ПВД обычно приурочивается к капитальному ремонту независимо от количества поврежденных элементов.

Удаляют дефектную трубку из трубной доски путем ее вырезки и последующего выбивания выколоткой в сторону водяной камеры. За рубежом широко применяются гидравлические устройства для выемки трубок и плазменная резка трубок.

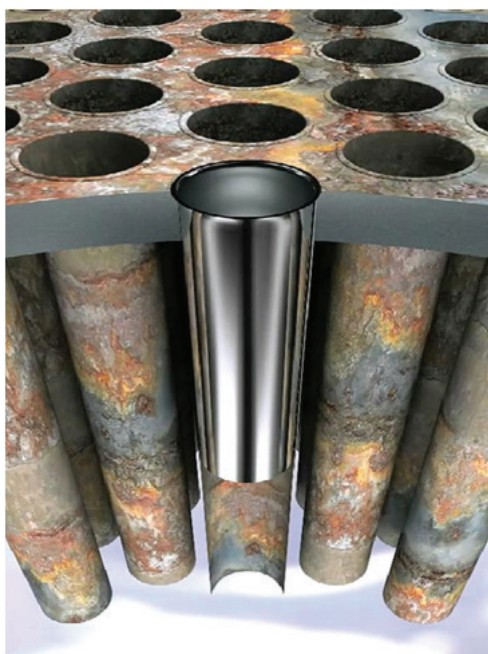
В последние годы появился метод для ремонта входных участков трубок, поврежденных коррозией и эрозией, — так называемый сливинг (sleeving), когда внутри трубки на входном участке устанавливается тонкостенный металлический вкладыш из высокопрочных сплавов [46]. Затем вкладыш раздается либо механически, либо гидравлически, либо комбинацией первого и второго способов. Например, компания Babcock & Wilcox пользуется этим способом как альтернативой заглушению трубок, позволяющей существенно снизить затраты и увеличить срок службы теплообменного оборудования. Установка таких вкладышей (рис. 43) позволяет восстанавливать заглушенные или протекающие трубки, уменьшает вероятность эрозии и (или) коррозии, восстанавливает структурную целостность металла трубки и минимизирует сокращение расхода питательной воды в аппарат [46]. При этом тепловая эффективность подогревателя хотя и снижается из-за увеличения термического сопротивления отремонтированных трубок, но не так существенно, как если бы эти трубки были заглушены.

В России технология сливинга также успешно осваивается. Так, например, на Невинномысской ГРЭС при ремонте конденсатора с установкой вставок удалось восстановить 9,3 % трубок (из 17,6 % заглушенных трубок в этом конденсаторе).

Ремонтировать спиральные змеевики ПВД значительно сложнее, чем восстанавливать U-образные трубные пучки. Обязательно должны быть проверены входные участки змеевиков на длине до 250 мм для выявления внутренних коррозионно-эрозионных повреждений, которые имеют место при локальных значениях скорости воды выше 2 м/с. Выявление повреждений производится путем вырезки образцов, а также с помощью ультразвуковых толщиномеров. Данные повреждения особенно опасны, так как не могут быть выявлены иным спо-

собом. При разрыве или отрыве спиральных змеевиков от раздающих коллекторов межтрубное пространство ПВД заполняется водой с повышением давления в нем до уровня давления питательной воды, что при отказе защиты приводит к разрушению корпуса. При обнаружении утонения стенок более чем на 1 мм дефектные змеевики (или поврежденные участки их) должны быть заменены на новые. Для извлечения змеевиков охладителей пара и дренажа кожух должен быть предварительно разрезан, а после установки змеевика на место восстановлен с приваркой плотным швом к перегородкам и трубам змеевиков [41].

а



б

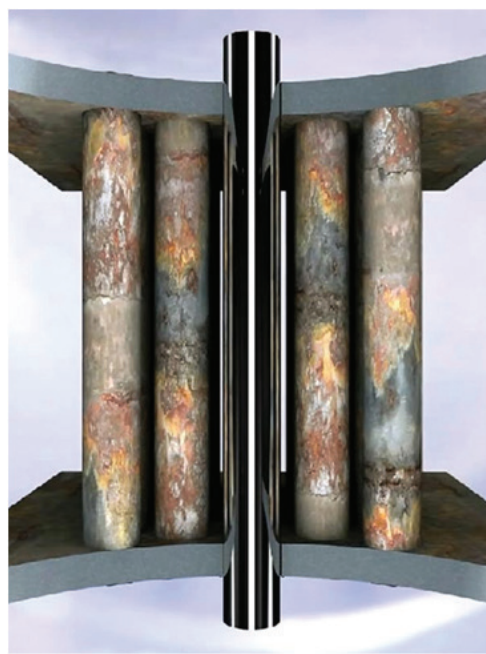


Рис. 43. Установка вкладыша в трубку [46]:

а — сливинг входного участка трубки; б — установка вставки на всю длину трубки

Сварные стыки коллекторной системы необходимо подвергнуть сто-
процентному контролю, их конструкция должна обеспечивать долго-
вечность соединений. Для выявления дефектов сварные соединения
коллекторных и распределительных труб должны быть проверены с по-
мощью ультразвуковой дефектоскопии с вырезкой при необходимо-
сти змеевиков в районе сварных стыков и кожухов охладителей пара
и дренажа. Дефектные сварные стыки должны быть переварены, при
этом металл сварных швов полностью удаляют с последующей шли-

фовкой мест стыковки труб, которые исследуют для выявления трещин и других дефектов.

Ремонт вертикальных коллекторных ПВД включает в себя следующие операции [41]:

- ремонт и замену змеевиков;
- ремонт коллекторов, диафрагм, заглушек, других элементов трубной системы ПВД;
- восстановление корпуса, кожухов;
- устранение негерметичности мембранных уплотнений (т. е. комплекс работ, связанных с демонтажом корпуса, в том числе для освидетельствования или ремонта мембраны).

Ремонт спирально-коллекторных ПВД в условиях ТЭС является очень сложным и дорогостоящим.

Вместе с ремонтом конструктивных элементов подогревателей обязательно производится ремонт и восстановление всех элементов системы контроля и защиты аппаратов.

После ремонта (как и до него) подогреватели подвергаются гидравлическому испытанию для выявления оставшихся неисправностей и проверки их герметичности.

Длительность ремонта зависит от объема выполняемых работ. При высокой специализации компании SPX Heat Transfer, например, для полной реконструкции двух подогревателей высокого давления на электростанции NRG Limestone Generation Station в Техасе потребовалось четыре недели. Если бы эти аппараты были просто заменены на новые, то потребовалось бы затратить на 30 % больше средств и на 1,5 года больше времени для изготовления и монтажа аппаратов.

Ремонт в целях восстановления или модернизации может продлить срок службы существующего подогревателя на десятки лет.

Управление жизненным циклом подогревателя питательной воды

Повышение общего технического уровня конструирования, совершенствование технологии изготовления, применение новых более надежных материалов, реализация мониторинга технического состояния аппаратов с использованием современных средств диагностирования и оценки индивидуального ресурса аппарата, обеспечивающих обнаружение отказов и неисправностей (в том числе и без разборки оборудования), значительное расширение возможностей систем контроля — все это создает условия для перехода к ремонту по техническому состоянию.

Реализация стратегии ремонта по техническому состоянию (РТС) приводит к сокращению затрат на ремонт, что определяется уменьшением объема ремонта или увеличением межремонтного периода.

При ремонте теплообменных аппаратов по техническому состоянию объем работ определяется по результатам оценки параметров состояния. Одним из методов контроля состояния оборудования является мониторинг параметров состояния аппаратов и диагностика неисправностей. Система мониторинга выполняет функцию систематического отслеживания процессов износа и старения, выражающихся в постепенном изменении состояния оборудования — от полностью работоспособного до частично работоспособного, а затем и абсолютно неработоспособного. В задачи системы мониторинга входят сбор данных об истории нагружения (конкретной реализации режимов нагружения объекта), моделирование процессов износа и старения на основании данных о нагрузках, моделирование процесса изменения состояния оборудования.

В отличие от традиционной стратегии ремонта по наработке перечень работ при РТС содержит указание на определенные параметры состояния, которые необходимо диагностировать (например, для принятия решения о замене трубок необходимо оценить остаточную тол-

щину стенки трубок аппарата и характер коррозионных повреждений). Объем же собственно ремонта (разборки и восстановления) зависит от результатов полученной оценки технического состояния поступившего в ремонт оборудования. Ремонт по техническому состоянию основан на том, что для конкретного теплообменного аппарата проводятся только те работы, которые необходимы для поддержания высокого уровня его эффективности и надежности в процессе эксплуатации. Ремонтные работы, не обусловленные фактическим состоянием оборудования, особенно разборочно-сборочные, не проводятся, так как это может только ухудшить техническое состояние за счет дефектов, вносимых при ремонте.

Недостаток внимания к техническому состоянию и обслуживанию подогревателей питательной воды усугубляет проблемы, вызывая дорогостоящие пароводяные потери, утечки, ухудшение эксплуатационных характеристик, и даже простои в работе. Внимательный мониторинг, своевременное техническое обслуживание и эффективный ремонт в сочетании с оптимальной эксплуатационной практикой предотвращают дорогостоящий ремонт, отказы и простои оборудования [47].

Неисправности подогревателей питательной воды могут значительно повлиять на эффективность всей электростанции, а серьезная неисправность может даже привести к отключению подогревателя, что повлечет определенные экономические потери. Затраты, связанные с эксплуатацией подогревателя питательной воды в его текущем ухудшенном состоянии, должны сопоставляться со стоимостью его ремонта или замены, что позволит продлить ресурс аппарата путем своевременного ремонта и модернизации. Основываясь на этом сравнении затрат, может быть разработана стратегия для оптимизации стоимости жизненного цикла подогревателя питательной воды.

Сегодня большое внимание уделяется анализу работы и оценке эффективности функционирования оборудования электростанций в целом и подогревателей питательной воды в частности. Программа управления жизненным циклом может определить точную стоимость эксплуатации и обслуживания подогревателя, чтобы установить, что более экономично — замена подогревателя или ремонт. Оценка физического состояния является первым шагом в определении оставшегося срока полезного использования. Для этого требуется информация, которая включает в себя оригинальные проектные данные, эксплуатационные данные подогревателя, результаты обследований, текущие показатели эффективности и результаты ремонта.

Анализ причин отказов является главной целью в управлении жизненным циклом подогревателя питательной воды и как таковой должен оставаться главной задачей на протяжении всего времени эксплуатации, для чего необходимы периодические оценки состояния и аккуратный учет всех полученных технических и эксплуатационных показателей.

Управление сроком службы подогревателей питательной воды состоит из двух аспектов [48]:

- оценки технического состояния;
- оценки экономической целесообразности ремонта или замены.

Для оценки технического состояния подогревателя питательной воды необходимо изучить его эксплуатационную историю и его текущий уровень эффективности. Поскольку основным элементом, подверженным поломкам и повреждениям, является трубный пучок, его состояние во многом определяет техническое состояние всего подогревателя.

Основой оценки показателей надежности энергетического оборудования являются системы его мониторинга технического состояния и диагностирования. Развитие этих систем является необходимым (в отдельных случаях — обязательным) этапом перехода энергокомпаний к стратегии ремонта энергетического оборудования «по состоянию».

Как указывалось ранее, повреждения трубок ПНД при налаженной схеме аварийной защиты, как правило, не приводят к катастрофическим последствиям, и аппарат может продолжать работать, хотя и с ухудшенными показателями.

Обычно эксплуатационный персонал ТЭС не связывает сроки замены трубных систем ПНД с состоянием аппаратов. В случае, когда выход из строя трубок ПНД по сечению трубного пучка аппарата равномерен, отсутствие единых критериев не дает возможности различным ТЭС обосновать сроки замены трубных систем. Эксплуатация аппаратов со значительной долей поврежденных трубок приводит к снижению экономичности турбоустановки и перерасходу топлива на выработку единицы продукции. При отсутствии технико-экономического обоснования сроков замены трубных систем, возможны также ситуации, когда эта замена производится в превентивном порядке — «чтобы не было проблем в будущем» — и связана с капитальным ремонтом турбины (блока). Такая стратегия приводит к перерасходу ремонтных средств предприятия.

Таким образом, задача обоснования срока замены трубной системы теплообменного аппарата заключается в определении момента времени, когда величина потерь от эксплуатации аппарата с поврежденными трубками сравняется с потерями, которые имеют место при замене трубной системы и эксплуатационными потерями для нового аппарата. В качестве таких потерь в [40] принимаются удельные потери в единицу времени отпускаемой от ТЭС электрической и тепловой энергии. Согласно [40], целевая функция может быть графически представлена в виде зависимости изменения потерь от доли поверхности теплообмена подогревателя с поврежденными трубками, т. е. от состояния аппарата.

На рис. 44 показано, что разность потерь при эксплуатации аппарата с дефектными трубками зависит от состояния аппарата и увеличивается при увеличении доли заглушенных трубок. Величина этих потерь, выраженная в денежных единицах, зависит от стоимости топлива, в связи с чем линия I проходит выше линии I' . Если аппарат не отработал свой срок службы, то в капитальных затратах должна учитываться и остаточная стоимость трубной системы $K_{\text{ост.}}$.

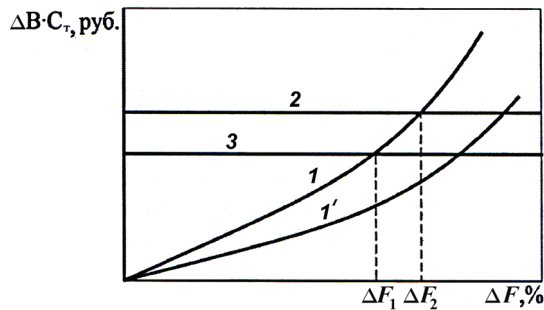


Рис. 44. Изменение потерь при эксплуатации аппарата с отглушенными трубками в зависимости от его состояния [49]:

I, I' — изменение эксплуатационных потерь при различной цене на топливо ($C_t > C'_t$); 2, 3 — потери от замены трубной системы (K/T_A), $K_{\text{ост. 2}} > K_{\text{ост. 3}}$; K — капитальные затраты на замену трубной системы, руб.; T_A — срок полезного использования оборудования, год; C_t — стоимость топлива, руб/т у. т.; ΔB — изменение (разность) эксплуатационных потерь при сокращении поверхности теплообмена вследствие повреждения трубок, т у. т.; ΔF — сокращение поверхности теплообмена

На рис. 44 прямая 2 соответствует $K_{\text{ост. 2}} > K_{\text{ост. 3}}$. Прямые 2 и 3 параллельны оси абсцисс, что указывает на отсутствие зависимости капитальных затрат на замену трубной системы от фактического состояния аппарата.

Результаты проведенных расчетов показали существенное влияние стоимости топлива и трубок на обоснование срока замены трубок, при этом режим работы ПТУ оказывает меньшее влияние.

Для обоснования сроков замены трубок подогревателей питательной воды можно использовать ряд статистических моделей. При статистической оценке состояния аппарата важнейшее значение имеет определение периода эксплуатации оборудования: начальный, период нормальной эксплуатации или период исчерпания ресурса. Начальный период эксплуатации, как правило, кратковременный и заканчивается приемочными испытаниями оборудования после его монтажа или капитального ремонта. Период нормальной эксплуатации характеризуется тем, что отказ отдельной трубки может быть вызван различными причинами, а вероятность отказа остается примерно постоянной в течение всего периода [49]. Период исчерпания ресурса определяется резким возрастанием интенсивности отказов и преобладанием одной причины отказа над остальными, например утонением стенки трубок из-за коррозионно-эрозионных процессов. В зависимости от периода эксплуатации, наличия и полноты статистической информации о повреждаемости подогревателя должны использоваться различные модели оценки состояния.

В работе [49] описано решение задачи прогнозирования срока замены трубок применительно к конденсатору. Подобный подход вполне применим и для других теплообменных аппаратов ПТУ. В период нормальной эксплуатации имеется полная информация о наработках трубок, при которых происходят отказы. При наличии полной информации о наработках трубок аппарата до отказа, а также априорной информации о том, что подогреватель находится в периоде нормальной эксплуатации, целесообразно использование статистической модели, в которой вероятность отказа отдельной трубки описывается нормальным распределением. В этом случае предполагается, что предельное состояние подогревателя наступает, когда число отказавших трубок достигает критического значения n^* , при котором величина технико-экономических потерь от эксплуатации турбины с аппаратом с неполной поверхностью теплообмена сравнивается с экономическими затратами от полной замены трубок и эксплуатационными потерями для нового аппарата. По результатам расчетов, выполненных для конденсаторов турбоустановок, работающих на различных электростанциях, предельное количество заглушенных трубок, при котором целесообразна полная замена трубок конденсатора, в зависимо-

сти от стоимости топлива составляет от 7 до 9 % общего количества трубок в аппарате [1, 2, 49].

При недостатке информации как по наработке до отказа отдельных трубок, так и о периоде эксплуатации аппарата наиболее целесообразно использовать статистическую модель, основанную на цензурированных выборках. Данная модель позволяет спрогнозировать начало периода истощения ресурса. Для конденсатора, например, этот момент отстоит от момента возникновения массовых отказов трубок на 1,5—2,0 года.

В работе [50] для определения показателей, влияющих на эффективность ремонтного обслуживания теплообменных аппаратов, в частности ПВД, предложен подход, впервые реализованный на Сургутской ГРЭС-1. По результатам обработки ремонтной документации на ТЭС получены статистические функции для плотности распределения времени восстановления ПВД и наработки между ремонтами ПВД. Решение системы уравнений для смены состояний ПВД (работоспособное — плановый ремонт — аварийный ремонт) позволило получить количественную оценку гарантийного срока ремонтного обслуживания ПВД для ГРЭС, составляющую 70 сут. Такая продолжительность гарантийного срока обусловлена низкой ремонтпригодностью ПВД, которая и приводит к высокой вероятности (до 4 %) некачественного ремонта аппарата. Анализ показывает, что вероятность отказа ПВД после рекомендуемого гарантийного срока снижается, а вероятность безаварийной работы ПВД до следующего регламентного диагностического обслуживания возрастает [50].

Мониторинг состояния оборудования позволяет не только контролировать факторы, влияющие на работоспособность оборудования, а также, по возможности, управлять этими факторами и поддерживать их на уровне, обеспечивающем приемлемую надежность стареющего оборудования.

.....

Заключение

Обзор и анализ современного состояния в области проектирования, расчета и эксплуатации подогревателей системы регенерации паровых турбин, представленный в учебном пособии, показывают, что в каждой отдельной стране складываются собственные традиции в проектировании и изготовлении аппаратов. Не существует, однако, единого тренда в этой области, поскольку производственный опыт, накопленный различными изготовителями подогревателей, воспринимается и осваивается во всем мире, и Россия не является исключением. Вот почему особенно важно изучать и анализировать зарубежные документы и материалы, показывающие новые тенденции и отражающие традиции в проектировании и изготовлении аппаратов системы регенерации. Широкий доступ к информации позволит поддерживать технический уровень в соответствии с мировым — он жизненно необходим специалистам, работающим в области энергетического машиностроения.

Авторы надеются, что приведенная в пособии информация будет полезна как студентам, так и инженерам, проектирующим и эксплуатирующим подогреватели питательной воды для современных турбин.

.....

Глоссарий

Байпас	— ответвление основного канала, через которое осуществляется обвод потока (всего расхода или его части) мимо препятствия (арматуры, теплообменного аппарата и др.) с последующим возвращением в основной канал.
Бездеаэраторные схемы	— тепловая схема турбоустановки, в которой отсутствует деаэратор, а деаэрация основного конденсата осуществляется в одном из смешивающих подогревателей.
Бинарный цикл	— цикл комбинированных установок с двумя рабочими телами, в котором в области высоких температур используются газы — продукты сгорания жидких и газообразных топлив, а в области низких температур — водяной пар.
Бустерный насос	— насос с невысоким числом оборотов, устанавливаемый после деаэратора. В схеме с деаэратором деаэрированная питательная вода энергоблоков проходит вначале через бустерные («подталкивающие») насосы и поступает к питательным насосам. Бустерные насосы устанавливают для предотвращения кавитации и обеспечения надежной работы питательных насосов (в особенности высокооборотных с турбинным приводом). Привод бустерного насоса выполняют или от приводной турбины основного насоса, присоединяя бустерный насос к валу турбины через редуктор числа оборотов, или с самостоятельным электроприводом.
Вальцевание	— радиальная деформация трубки для получения герметичного соединения внешних стенок трубы и отверстия трубной доски.
Вибрация	— механические колебания машин, механизмов или конструкций.

Гидроупругая неустойчивость	— возникновение колебаний трубок в пучке при больших скоростях потока в зазорах между трубками, когда трубка получает энергию от высокоскоростного поперечного потока, что вызывает существенное увеличение амплитуды колебаний.
Глоссарий	— собрание глосс, т. е. непонятных слов и выражений, с толкованием или переводом.
Гравитационная схема отвода конденсата	— схема отвода дренажа из подогревателя без дренажных насосов, когда дренаж удаляется самотеком из подогревателя с более высоким давлением в подогреватель с более низким давлением.
Деаэратор	— теплообменный аппарат смешивающего типа, в котором теплообмен и деаэрация основного конденсата осуществляется при его непосредственном контакте с паром из отбора турбины.
Деаэрация	— удаление из жидкости растворенных в ней газов.
Демпфирование	— гашение колебаний или уменьшение их амплитуды, обусловленное способностью системы рассеивать энергию колебаний.
Диффузор	— канал с круглым постепенно расширяющимся сечением, характеризующийся углом конусности α и отношением скоростей потока в выходном и входном сечениях.
Итерационный расчет	— метод расчета, когда до начала расчета задается, а по его окончании подтверждается значение рассчитываемой величины. Каждый цикл расчета называется <i>итерацией</i> . Расчет ведется до достижения требуемой точности вычислений.
Кавитация	— образование в жидкости полостей, заполненных газом, паром или их смесью, возникающих в результате местного понижения давления. Перемещаясь с потоком в область с более высоким давлением, кавитационный пузырек схлопывается, излучая при этом ударную волну.
Конденсация	— процесс перехода пара в жидкое состояние.
Коэффициент теплоотдачи	— количество теплоты, отдаваемой (или воспринимаемой) единицей поверхности в единицу времени при разности температур между поверхностью тела и окружающей средой, равной одному градусу.
Коэффициент теплопередачи	— количество теплоты, которое передается через единицу поверхности в единицу времени при разности температур между теплоносителями в один градус.

Модернизация оборудования	— изменение конструкции действующего оборудования, обеспечивающее улучшение его показателей назначения, повышение надежности, уменьшение энергетических, материальных затрат и трудовых ресурсов при эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте.
Мониторинг состояния	— процесс непрерывного отслеживания и наглядного отображения некоторых показателей, характеризующих состояние оборудования.
Надежность	— свойство объекта сохранять во времени в установленных пределах значения всех параметров, характеризующих способность объекта выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, хранения и транспортирования.
Напряжение	— внутренние усилия, возникающие в деформируемом теле под влиянием внешних воздействий.
Недогрев	— разница между температурой воды на выходе из аппарата и температурой насыщения пара при его давлении в аппарате.
Переохлаждение конденсата	— снижение температуры конденсата ниже температуры насыщения пара.
Регенерация (регенеративный подогрев)	— использование теплоты отработавших теплоносителей для подогрева питательной воды, циклового воздуха, топлива и др.
Рекуперативный теплообменник	— теплообменник поверхностного типа, в котором теплообмен между теплоносителями осуществляется непрерывно через разделяющую их стенку. В отличие от регенеративных теплообменников, трассы потоков теплоносителей в рекуператоре не меняются.
Ремонт	— комплекс операций по восстановлению исправности или работоспособности изделий и восстановлению ресурсов изделий и их составных частей.
Концентрация	— содержание какого-либо вещества в единице объема или массы раствора или смеси.
Коррозия	— разрушение металла в результате химической или электрохимической реакции.
Коэффициент теплоотдачи	— количество теплоты, отдаваемой (или воспринимаемой) единицей поверхности в единицу времени при разности температур между поверхностью тела и окружающей средой, равной одному градусу.

Сверхкритическое давление пара	— давление пара, превышающее критическое значение (критическое давление — предельное давление насыщения пара в условиях сосуществования жидкой фазы и пара). Для паровых турбин сверхкритическое давление пара равно 24 МПа.
Система регенерации паровой турбины (система регенеративного подогрева питательной воды)	— система подогревателей, питающихся отборным паром турбины, в которых происходит подогрев питательной воды за счет теплоты конденсации пара в замкнутом цикле паротурбинной установки.
Суперсверхкритические параметры пара	— начальная температура более 570–575 °С; начальное давление не менее 29–30 МПа; число промежуточных перегревов пара в турбине — более одного.
Теплообменник (теплообменный аппарат)	— устройство для передачи теплоты от среды с более высокой температурой (греющий теплоноситель) к среде с более низкой температурой (нагреваемый теплоноситель).
Теплоотдача	— процесс теплообмена между теплоносителем и поверхностью теплообмена или поверхностью раздела.
Теплота фазового перехода	— количество теплоты, которое необходимо сообщить веществу (или отвести от него) при равновесном переходе вещества из одной фазы в другую (при конденсации, кипении, плавлении, кристаллизации и т. д.).
Техническая диагностика	— область знаний, охватывающая теорию, методы и средства определения технического состояния объекта.
Техническое обслуживание	— комплекс операций по поддержанию работоспособности или исправности изделия при использовании его по назначению, ожидании, хранении и транспортировке.
Эжектор	— струйный аппарат с относительно высокой степенью сжатия, в котором для отсасывания газов и жидкостей используется кинетическая энергия струи другого газа или жидкости.
Эрозия	— разрушение поверхностных слоев металла в результате механического воздействия потока газа, пара, жидкости или твердых частиц, а также при кавитационных явлениях.

Вопросы для самопроверки

1. Каким целям служит регенеративный подогрев питательной воды?
2. Подогреватели каких типов применяются в тепловых схемах турбин?
3. На какие зоны делится поверхность теплообмена поверхностных подогревателей питательной воды?
4. Как отличаются рабочие параметры в ПВД и ПНД?
5. Каковы достоинства и недостатки спирально-коллекторных ПВД по сравнению с ПВД с U-образными трубками?
6. Каково назначение сальниковых подогревателей?
7. Какие существуют схемы отвода конденсата из подогревателей?
8. Почему необходимо удалять неконденсирующиеся газы из парового пространства конденсатора?
9. Для чего необходимо контролировать уровень конденсата в корпусе подогревателя?
10. С какой целью производится вибрационный расчет подогревателей?
11. Из каких материалов изготавливаются трубки подогревателей?
12. Назовите виды повреждений, наиболее часто встречающихся в эксплуатации подогревателей.
13. Что такое ремонт подогревателя по его техническому состоянию?
14. Каково назначение системы мониторинга и диагностики паротурбинной установки и подогревателей системы регенерации?

Список библиографических ссылок

1. Современное состояние и тенденции в проектировании и эксплуатации водоохлаждаемых конденсаторов паровых турбин ТЭС и АЭС / Бродов Ю. М. [и др.] // Теплоэнергетика. — 2019. — № 1. — С. 21—33.
2. Современная ситуация и тенденции в проектировании и эксплуатации конденсаторов мощных паровых турбин ТЭС и АЭС : учеб. пособие / Бродов Ю. М. [и др.]. — Екатеринбург: Изд-во Уральского университета, 2019. — 104 с.
3. Рыжкин В. Я. Тепловые электрические станции. — М. : Энергоатомиздат, 1987. — 328 с.
4. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок / Ю. М. Бродов [и др.] ; под общ. ред. Ю. М. Бродова. — М. : Изд-во МЭИ, 2008. — 480 с.
5. Машиностроение. Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) [и др.]. Теплообменные аппараты технологических подсистем турбоустановок. Т. IV-10 / К. Э. Аронсон [и др.] ; под общей ред. Ю. М. Бродова, О. О. Мильмана, В. Е. Михайлова, В. А. Рассохина, Л. А. Хоменка. — М. : Инновационное машиностроение, 2016. — 472 с.
6. Теплообменники энергетических установок : учебник для вузов / К. Э. Аронсон [и др.] ; под общей ред. проф., д-ра техн. наук Ю. М. Бродова. — Изд. 3-е, перераб. и доп. — Екатеринбург : ООО «УИПЦ», 2014. 830 с.
7. Power and Gas Division. Siemens Steam Turbines Product Overview. Siemens AG, 2014. — P. 19. — URL: https://www.siemens.com/tr/i/Assets/siemens-steam-turbines-product-overview_EN.pdf (дата обращения: 07.02.2019).
8. Трухний А. Д. Стационарные паровые турбины. — М. : Энергоатомиздат, 1990. — 640 с.
9. Smarter. Cleaner. Steam Power//2018 Steam Power Product Catalog. — Boston: New Build Units. General Electric, 2018. — P. 101. — URL: <http://www.gepower.com/steam> (дата обращения: 06.03.2019).
10. Shell&Tube Heat Exchangers. Famet Group. — URL: <http://www.famet.com.pl/download/references/shell-tube-heat-ex.pdf> (дата обращения: 26.02.2019).

11. Standards for Closed Feedwater Heaters. — 9-th edition. — Cleveland, Ohio: Heat Exchange Institute, 2015. — P. 73.
12. Rahmadi A., Managi W.M. Feedwater Heaters in Steam Power Plant. — URL: <https://prezi.com/dvps9iaf1e0f/feedwater-heater-in-steam-power-plant/> (дата обращения: 06.03.2019).
13. Heysham 1 Power Station. EDF Energy. — URL: <https://www.edfenergy.com/energy/power-stations/heysham-1> (дата обращения: 07.04.2019).
14. Taylor C., Rhorn J., Williams J. L. Shell-and-Plate Feedwater Heater Prototype Test // Proceedings of the ASME Power Conference POWER2014, July 28—31. — Baltimore, Maryland, USA, 2014. — URL: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/on11/25/2014> Terms of Use: <http://asme.org/terms> (дата обращения: 01.04.2019).
15. Бродов Ю. М., Пермяков В. А., Копылов Н. Ф. О целесообразности применения пластинчатых теплообменных аппаратов в схемах паротурбинных установок // Электрические станции. — 2006. — № 11. — С. 30—33.
16. Czesla F., Bewerunge J., Senzel A. Lünen — State-of-the-Art Ultra Supercritical Steam Power Plant Under Construction // POWER-GEN Europe 2009. — Cologne, Germany, 2009. — P.21.
17. Feedwater Heating Systems. Modern Energetics. — URL: <http://mda139.net/feedwaterheat/const-lp-heaters.html> (дата обращения: 14.02.2019).
18. Common Problems in Feedwater Heaters. — Curtiss-Wright, 2017. P. 81. — URL: <http://fsrug.org/Presentations2017/20.pdf> (дата обращения: 25.02.2019).
19. The Yuba® Advantage: Heat Exchanger Solutions. SPX Heat Transfer, 2015. — URL: http://spxheattransfer.com/uploads/documents/Yuba_Feedwater_Heaters.pdf (дата обращения: 07.02.2019).
20. Stahlhut J., Band D. Heat Exchanger Technology: The Advantages // Power Engineering. — 2008. — URL: <http://www.power-eng.com/articles/print/volume-112/issue-11/features/heat-exchanger-technology-the-advantages.html> (дата обращения: 20.03.2019).
21. Band D., Benten T., Stahlhut J. Heat Exchange Technology: Supercritical power plants offer new lease of life for header-type heaters // Power Engineering. 2007. — URL: <http://www.powerengineeringint.com/articles/print/volume-15/issue-6/features/heat-exchange-technology-supercritical-power-plants-offer-new-lease-of-life-for-header-type-heaters.html> (дата обращения: 20.03.2019).
22. Band D., Benten T., Stahlhut J. Header-type Feedwater Heaters — Renaissance of Superior Technology for Supercritical Power Plants // VGB PowerTech. — 2007. — URL: <https://ru.scribd.com/document/334447861/Header-type-Feedwater-Heaters-Balcke-Durr-pdf> (дата обращения: 26.03.2019).

23. Вакуленко Б. Ф. Исповедь конструктора. — Волгодонск: Волгодонское полиграфобъединение, 2005. — 224 с.
24. Feedwater Heaters. CHEM Process Systems Pvt. Ltd. — URL: <http://www.chemprosys.com/wp-content/uploads/2013/05/Chem-Process-Heater-Brochure.pdf> (дата обращения: 07.03.2019).
25. Feedwater Heaters, Coolers. Thermal Power Tec GmbH. — URL: <https://www.tpowertec.com/heatexchangers.htm> (дата обращения: 20.04.2019).
26. Gland Steam Condenser/Energyen. — URL: <http://energyen.co.kr/en/business/sub01.html?num1=1&num2=4> (дата обращения: 06.03.2019).
27. Plymouth Feedwater Heater Tubing. — URL: <https://www.plymouth.com/products/feedwater-heating-tubing-xls> (дата обращения: 26.02.2019).
28. Берман С. С. Расчет теплообменных аппаратов турбоустановок. — М. ; Л. : Госэнергоиздат, 1962. — 240 с.
29. Расчет и проектирование поверхностных подогревателей высокого и низкого давления: РТМ 108.271.23—84. — М. : Мин-во энергетического машиностроения, 1987. — 215 с.
30. Фраас А., Оцисик М. Расчет и конструирование теплообменников. — М. : Атомиздат, 1971. — 360 с.
31. Guide to the design of feed water heating plant: Publication No. 226 / the British Electrical and Allied Manufacturers' Association Limited. — London, 1968. — P. 35.
32. Standard for Shell and Tube Heat Exchangers. — 5-th edition. — Cleveland, Ohio: Heat Exchange Institute, 2013. — P.82.
33. Подогреватели высокого давления турбоустановок ТЭС и АЭС / В. М. Марушкин [и др.]. — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 136 с.
34. Надежность оборудования паротурбинных установок : учеб. пособие / Ю. М. Бродов [и др.] ; под общ. ред. Ю. М. Бродова. — Екатеринбург: Изд-во УрФУ, 2017. — 384 с.
35. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. — 9-th edition. — NY, 2007. — P. 298. — URL: <http://www.tema.org> (дата обращения: 17.09.2018).
36. Методы оценки вибрационных характеристик трубных систем регенеративных подогревателей низкого давления и подогревателей сетевой воды: РД 24.271.01—88. — М. : Минтяжмаш СССР, 1988. — 20 с.
37. Feedwater Heaters. Magnetrol — level matters. — URL: <https://www.magnetrol.com/en/feedwater-heaters> (дата обращения: 20.03.2019).
38. Реализация новой системы отсоса неконденсирующихся газов из пароводяных вертикальных теплообменных аппаратов турбоустановок ТЭЦ / А. Т. Мутовин [и др.] // Совершенствование турбин и турбинного оборудования: региональный сб. науч. ст. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2000. — С. 200—208.

39. Feedwater Heater Survey: Report No. GS-7417/EPRI. — NY., 1991. — P. 21.
40. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок : монография / Ю. М. Бродов [и др.] ; под ред. проф., д-ра техн. наук Ю. М. Бродова. — 4-е изд., перераб. и доп. — Екатеринбург : УГТУ—УПИ, 2012. — 570 с.
41. Ремонт и техническое обслуживание оборудования паротурбинных установок : справочник. В 2 т. Т. 2 / Ю. М. Бродов [и др.] ; под общей ред. Ю. М. Бродова. — Изд. 2-е, испр. — Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2018. — 488 с.
42. Kuppan T.. Heat Exchanger Design Handbook. Boca Raton (Florida): CRC Press, 2000. — P. 1119.
43. Rizzo D.. Rebuilding Aging Feedwater Heaters On-Line // Power Engineering. — 2010. — URL: <https://www.power-eng.com/articles/print/volume-114/issue-3/departments/what-works/rebuilding-aging-feedwater-heaters-on-line.html> (дата обращения: 28.03.2019).
44. Heat Exchanger and Condenser refurbishment. TEi. — URL: <https://www.tei.co.uk/services/condensers-heat-exchangers/> (дата обращения: 20.03.2019).
45. IRIS Inspection Services®. — URL: <https://www.iris-inspection.com/> (дата обращения: 03.10.2019).
46. Tube Slewing. Babcock&Wilcox. — URL: <https://www.babcock.com/products/tube-slewing> (дата обращения: 03.10.2019).
47. Rodgers V. Feedwater Heaters: Not to Be Ignored. Engineering 360. — URL: <https://insights.globalspec.com/article/2681/feedwater-heaters-not-to-be-ignored> (дата обращения: 25.03.2019).
48. Becker B. R., Pearce R. E. and Fricke B. A. A Case Study of Feedwater Heater Life Management//J. Pressure Vessel Technology. — 1998. — Vol. 120 (4). P. 441—448. — DOI:10.1115/1.2842357.
49. Мурманский Б. Е., Аронсон К. Э., Бродов Ю. М. Оценка остаточного ресурса конденсаторов ПТУ на основе статистических моделей // Теплоэнергетика. — 2015. — № 11. — С. 21—25.
50. Анализ показателей надежности вспомогательного оборудования энергоблоков / К. Э. Аронсон [и др.] // Теплоэнергетика. — 2011. — № 8. — С. 2—7.

.....

Оглавление

Предисловие	3
Введение	5
Типы подогревателей системы регенерации	9
Конструкции подогревателей	16
Трубный пучок подогревателя	44
Расчет подогревателей.....	47
Отвод дренажа и контроль уровня конденсата в подогревателях.....	54
Удаление неконденсирующихся газов	59
Неисправности подогревателей и отказы в эксплуатации	63
Ремонт и техническое обслуживание подогревателей.....	74
Управление жизненным циклом подогревателя питательной воды ...	80
Заключение.....	86
Глоссарий	87
Вопросы для самопроверки	91
Список библиографических ссылок.....	92



**Бродов
Юрий Миронович**

Доктор технических наук, действительный член Инженерной академии РФ, профессор, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели». Руководитель и основатель Уральской научной школы турбоустановок



**Аронсон
Константин Эрленович**

Доктор технических наук, профессор кафедры «Турбины и двигатели». Специалист в области мониторинга технического состояния и диагностирования энергетического оборудования ТЭС. Принадлежит к Уральской научной школе турбоустановок профессора Ю. М. Бродова



**Рябчиков
Александр Юрьевич**

Доктор технических наук, профессор кафедры «Турбины и двигатели». Специалист в области совершенствования теплообменных аппаратов паротурбинных установок. Принадлежит к Уральской научной школе турбоустановок профессора Ю. М. Бродова



**Ниренштейн
Марина Алексеевна**

Старший научный сотрудник кафедры «Турбины и двигатели». Область научных интересов — совершенствование теплообменных аппаратов паротурбинных установок. Принадлежит к Уральской научной школе турбоустановок профессора Ю. М. Бродова



**Мурманский
Илья Борисович**

Кандидат технических наук, научный сотрудник кафедры «Турбины и двигатели». Занимается вопросами надежности теплообменного оборудования паротурбинных установок. Принадлежит к Уральской научной школе турбоустановок профессора Ю. М. Бродова



**Желонкин
Николай Владимирович**

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Турбины и двигатели». Специалист в области исследований и разработки высокоэффективных и надежных теплообменных аппаратов паротурбинных установок. Принадлежит к Уральской научной школе турбоустановок профессора Ю. М. Бродова

Учебное издание

**Бродов Юрий Миронович,
Аронсон Константин Эрленович,
Рябчиков Александр Юрьевич
и др.**

**СОВРЕМЕННЫЙ УРОВЕНЬ
И ТЕНДЕНЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ
СИСТЕМЫ РЕГЕНЕРАЦИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН
ТЭС И АЭС**

Редактор И. В. Коршунова
Верстка О. П. Игнатъевой

Подписано в печать 12.12.2019. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 8,1.
Уч.-изд. л. 5,0. Тираж 50 экз. Заказ 355.

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

